

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

CONTROLE SEMI-ACTIF DU PHÉNOMÈNE DE *SHIMMY* D'UN
TRAIN D'ATERRISSAGE D'AVION PAR UN ACTIONNEUR
MAGNÉTORHÉOLOGIQUE

Mémoire

Mathieu LAMY

Sherbrooke (Québec) Canada

Juin 2019

MEMBRES DU JURY

François CHARRON

Directeur

Jean-Sébastien PLANTE

Codirecteur

Alexandre GIRARD

Évaluateur

David RANCOURT

Rapporteur

RESUME

Les vibrations produites dans les systèmes de direction des trains d'atterrissage sont depuis longtemps une préoccupation pour l'industrie aéronautique. La vibration du *shimmy* oscillant entre 10 à 30 Hz est un phénomène indésirable qui se manifeste sur certains trains d'atterrissage d'avion (LG). Cette vibration peut provoquer l'instabilité du LG ce qui peut mener à des bris ou un accident catastrophique. Le *shimmy* est typiquement stabilisé sur un LG conventionnel par un dispositif d'amortissement passif. Cependant, ce type de système comprend une valeur d'amortissement fixe pouvant être inadéquate dans certaines conditions d'opération. À titre de cas d'étude, la compagnie partenaire Héroux-Devtek propose un LG constitué d'un système *anti-shimmy* passif ne permettant pas d'amortir adéquatement le *shimmy* en condition de virage.

L'objectif principal des travaux présentés dans ce mémoire vise à stabiliser le LG de Héroux-Devtek affecté par la vibration de *shimmy* en utilisant un dispositif semi-actif magnétorhéologique (MR) tout en respectant les exigences en virage. Pour ce faire, une étude théorique établit les exigences d'un dispositif semi-actif MR, puis les performances d'un tel dispositif sont démontrées expérimentalement.

Les amortisseurs semi-actifs MR se caractérisent par une grande densité de force et une réponse dynamique élevée. L'amortisseur conçu dans cette étude a démontré :

- Une valeur d'amortissement visqueux normalisée de $1.01 \text{ s}^2/\text{m}^2$;
- Une force de contrainte d'écoulement maximale normalisée de 0.56 ;
- Une réponse dynamique supérieure à 12 Hz.

Une étude calibrée sur ces résultats est menée utilisant un modèle dynamique du *shimmy* et une stratégie de contrôle de retour d'état. Les résultats obtenus sont les suivants :

- Les exigences en virage sont respectées malgré la présence de l'amortisseur semi-actif MR ;
- Le critère de stabilité de Héroux-Devtek est respecté sur toute l'enveloppe d'opération.

Ces résultats suggèrent que le remplacement du système *anti-shimmy* actuel par un dispositif semi-actif MR pourrait résoudre le problème de *shimmy* du LG de Héroux-Devtek. Des travaux futurs devraient se concentrer sur l'implémentation concrète du dispositif à un LG, le tout en mettant l'accent sur la masse et l'envergure du dispositif.

Mots-clés : *Shimmy*, Train d'atterrissage, Amortissement, Semi-actif, Magnétorhéologique

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION.....	1
1.1 Question de recherche	2
1.2 Objectifs	2
1.3 Contributions	2
1.4 Plan du document	2
ÉTAT DE L'ART.....	4
2.1 Modélisation du shimmy	4
2.2 Technologie passive	5
2.3 Technologie active.....	7
2.4 Technologie semi-active MR	9
2.5 Configurations	9
ÉTUDE ANALYTIQUE.....	14
3.1 Problématique du système de direction actuel	14
3.2 Choix du dispositif MR	16
3.3 Modèle de shimmy	18
3.4 Contrôle	24
VALIDATION EXPÉRIMENTALE	28
4.1 Spécifications de conception	28
4.2 Conception du <i>bifold</i> MR	29
4.3 Expérimentation	31
4.4 Résultats finaux	42
CONCLUSION	43
ANNEXE A CALCULS DE L'AMORTISSEMENT PASSIF	46
ANNEXE B MODÈLE DYNAMIQUE	47
B.1 Stratégie et hypothèses	47
B.2 Référentiels.....	47
B.3 Variables et constantes	49
B.4 Modèle matriciel.....	51
B.5 Structure	51

B.6 L'amortisseur vertical et <i>anti-shimmy</i>	51
B.7 Forces normales	53
B.8 Rigidité verticale du pneu	54
B.9 Force de roulement	55
B.10 Forces gyroscopiques	58
B.11 Forces de dérive	59
B.12 La contrainte d'angle de glissement	61
B.13 Assemblage du modèle final	62

LISTE DES FIGURES

Figure 2.1 Système de direction hydraulique avec orifice de restriction	5
Figure 2.2 Architecture d'un amortisseur en parallèle	6
Figure 2.3 Intégration de l'amortisseur shimmy en série [10]	6
Figure 2.4 Schéma comparatif de la réponse d'un système électrohydraulique	7
Figure 2.5 Actuateur électromécanique du projet DRESS [1]	8
Figure 2.6 Configuration d'un amortisseur linéaire MR [15]	9
Figure 2.7 Configuration d'un embrayage MR [15].....	10
Figure 2.8 Brevet US 8,960,386 B2 [16].....	11
Figure 2.9 Brevet US 8,292,218 B2 [18].....	12
Figure 3.1 (a) Localisation de la direction[14] (b) Transmission pignon-crémaillère [12].....	15
Figure 3.2 Schéma hydraulique du système de direction de HD.....	15
Figure 3.3 Configuration bifold [22]	16
Figure 3.4 (a) Architecture en parallèle (b) Architecture en série [17]	17
Figure 3.5 (a) Amortisseur centré (b) Amortisseur décentré [4]	17
Figure 3.6 (a) Schéma du LG (b) Croquis réaliste du LG [14]	19
Figure 3.7 Simulations temporelles du modèle analytique à différentes vitesses	21
Figure 3.8 Comparaison temporelle des modèles avec les mêmes conditions d'amortissement, de vitesse et de poids	22
Figure 3.9 Modèle de Bingham	23
Figure 3.10 Modèle de la réponse dynamique.....	23
Figure 3.11 Représentation du critère de stabilité	24
Figure 3.12 Graphique de stabilité lors de la défaillance du contrôle semi-actif	25
Figure 3.13 (a) Schéma du LG avec les degrés de liberté pertinents au contrôle (b) Correspondance sur un vrai LG [14]	26
Figure 3.14 Schéma bloc du retour d'état.....	26
Figure 3.15 Comportement du dispositif semi-actif.....	27
Figure 3.16 Graphique de stabilité d'un contrôle semi-actif.....	27
Figure 4.1 Présentation des paramètres géométriques principaux	29

Figure 4.2 (a) Densité du champ magnétique à courant constant (b) Densité du champ magnétique à 20 Hz	30
Figure 4.3 (a) Amortisseur bifold MR sans couvercle (b)Refermé	30
Figure 4.4 Machine MTS 850-50 [25]	31
Figure 4.5 Résultats de la phase #1	32
Figure 4.6 (a) Valve aux coins aigus (b) valve aux coins arrondis	33
Figure 4.7 Résultats des CFD	33
Figure 4.8 Résultats de la phase #2	34
Figure 4.9 Modélisation de la relation force/courant	35
Figure 4.10 Ratio de perte de force en fonction du courant	36
Figure 4.11 Ratio de perte de force en fonction de la fréquence.....	36
Figure 4.12 Zone de transition d'une valve MR [26]	37
Figure 4.13 Exemple du courant suivant une fonction chirp.....	38
Figure 4.14 Résultats de la phase #4	39
Figure 4.15 Schéma de la flexibilité du dispositif MR [27]	39
Figure 4.16 Exemple d'essai de caractérisation du temps de réponse (essai à une amplitude de courant de 0 à 16 A et à une fréquence de 20 Hz).....	40
Figure 4.17 Graphique de corrélation du modèle avec flexibilité	41
Figure 4.18 Graphique de stabilité des résultats finaux.....	42
 Figure B.1 Corps rigides et référentiels.....	 47
Figure B.2 Exemple d'orientation avec ψ vue de dessus (a) et vue isométrique (b).....	48
Figure B.3 Représentation des paramètres clés	50
Figure B.4 Points d'application des forces de l'amortisseur vertical et anti-shimmy.....	52
Figure B.5 Forces de réaction au sol	53
Figure B.6 Force verticale du pneu	54
Figure B.7 Force de roulement induite par le sol	55
Figure B.8 DCL de la roue gauche (Comportement symétrique pour la roue droite).....	55
Figure B.9 Forces gyroscopiques	58
Figure B.10 Force de dérive	59
Figure B.11 Modèle «straight tangent» (vue du haut).....	61

Figure B.12 Angle de glissement dans la représentation d'état	61
---	----

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 4.1 Spécifications de conception de l'amortisseur MR.....	28
Tableau 4.2 Comparaison des spécifications initiales par rapport aux résultats.....	42
Tableau A.1 Valeurs utiles aux calculs d'amortissement.....	46
Tableau B.1 Identification des référentiels.....	48
Tableau B.2 Identification des points du système	48
Tableau B.3 Définition des constantes et variables	49

LISTE DES ACRONYMES

CFD	Mécanique des fluides numérique
CTA	Centre de Technologies Avancées
DDL	Degré de liberté
EHSV	Servovalve électrohydraulique
FEMM	Méthode d'éléments finis pour magnétisme
HD	Héroux-Devtek
LG	Train d'atterrissage d'avion
MEA	Avion plus électrique
MR	Magnétorhéologique

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

Les vibrations produites dans les systèmes de direction sont depuis longtemps une préoccupation pour l'industrie aéronautique. Dans les trains d'atterrissage d'avion, le *shimmy* est produit par une perturbation au sol induisant une vibration stable ou instable de la roue. Cette vibration se produisant entre 10 et 30 Hz dépend fondamentalement de la faible rigidité de la structure du LG, des jeux dans les mécanismes et du comportement des pneus avec le sol. L'intensité du *shimmy* peut être diminuée par une conception géométrique adéquate du LG mais aujourd'hui, aucun moyen ne permet de le supprimer complètement. Les conséquences de ces vibrations sont : (1) une usure excessive des pneus, (2) une vie en fatigue réduite des pièces sollicitées, (3) un inconfort du pilote et des passagers, (4) ainsi qu'un risque pour la sécurité. Dans certaines situations catastrophiques, l'ampleur des vibrations peut mener à un bris mécanique dans le LG.

Le *shimmy* est typiquement atténué par un système d'amortissement passif. Le degré de stabilité atteignable est cependant limité et peut-être insuffisant dans certaines conditions d'opération. À titre de sujet d'étude, la compagnie Héroux-Devtek (HD) propose un LG étant incapable de stabiliser le *shimmy* à des vitesses supérieures à 14 m/s tout en respectant les requis du système de direction (Section 3.1).

Plusieurs recherches ont été menées sur les technologies actives afin de remédier au *shimmy*, tel que le projet DRESS [1] ou le contrôle actif par Long [2] et Pouly [3]. Ces travaux proposent l'intégration au LG d'un actionneur électromécanique permettant de contrer activement la vibration du *shimmy*. Cependant, ce type de système tarde à être intégré aux avions puisqu'il n'offre pas une fiabilité suffisante et requiert une source de puissance importante augmentant significativement le poids du LG. La solution proposée dans ce projet est un contrôle semi-actif. L'hypothèse suggérée est qu'un amortisseur semi-actif permettrait d'améliorer la stabilité tout en requérant peu de puissance. Parmi les technologies semi-actives couramment utilisées, on compte l'électrohydraulique, l'électrorhéologique et le

magnétorhéologique (MR). La technologie MR est préférée pour ce type d'application en raison de sa fiabilité, sa densité de force et son temps de réponse faible.

1.1 Question de recherche

Est-il possible de stabiliser le train d'atterrissage d'avion de Héroux-Devtek affecté par le phénomène de *shimmy* en utilisant un dispositif semi-actif MR tout en respectant les requis fonctionnels du système de direction?

1.2 Objectifs

Les objectifs principaux du projet de recherche sont :

- D'évaluer analytiquement la stabilité d'un train d'atterrissage d'avion équipé d'un amortisseur semi-actif MR ;
- De concevoir et caractériser expérimentalement sur banc d'essai un système semi-actif MR offrant les performances exigées.

1.3 Contributions

Ce projet de recherche propose pour une première fois :

- L'évaluation des performances d'un contrôle semi-actif appliqué à un modèle analytique du *shimmy* constitué de 9 degrés de liberté et incluant les principales non-linéarités du système;
- La fabrication et la caractérisation d'un amortisseur MR destiné au contrôle semi-actif du phénomène de *shimmy* d'un train d'atterrissage d'avion.

1.4 Plan du document

Le premier chapitre de ce document expose la problématique liée au phénomène du *shimmy* sur les LG.

Le deuxième chapitre présente un état de l'art sur la modélisation du *shimmy* d'un LG, puis sur les dispositifs *anti-shimmy* passif, actif et semi-actif.

Le troisième chapitre consiste en une étude analytique ayant pour objectif la définition des exigences de conception d'un amortisseur semi-actif. Pour ce faire, la problématique du système *anti-shimmy* de HD est détaillée, puis l'architecture et le type d'amortisseur adapté au

système de HD sont sélectionnés. Finalement, un modèle dynamique du *shimmy* et un contrôleur sont réalisés en simulation de façon à établir les spécifications de conception de l'amortisseur semi-actif.

Le quatrième chapitre expose la conception et les essais expérimentaux permettant de valider l'atteinte des exigences de conception de l'amortisseur semi-actif. Chacun des résultats expérimentaux obtenus est discuté et comparé à un modèle théorique. Des simulations calibrées sur les résultats expérimentaux permettent d'évaluer les performances en stabilité du système proposé.

Le cinquième chapitre conclut sur les résultats de cette étude et sur les perspectives de recherche futures.

CHAPITRE 2

ÉTAT DE L'ART

Ce chapitre consiste en une brève revue de l'état de l'art concernant le phénomène de *shimmy* et du moyen de le contrôler. Une première section consiste en une revue de la modélisation du *shimmy*. Par la suite, les trois sections suivantes font un survol des dispositifs *anti-shimmy* passifs, actifs puis semi-actifs.

2.1 Modélisation du shimmy

La modélisation de la dynamique du phénomène de *shimmy* est complexe et difficile à mettre en œuvre. Également, les industries partagent peu leurs avancées sur le sujet [4]. Il existe tout de même quelques documents proposant des modèles pertinents.

Tout d'abord, Somieski [5] présente un modèle linéaire simple de troisième ordre utilisant le modèle de pneu appelé «straight tangent». Ce modèle de base est suffisamment complet pour comprendre l'influence de quelques paramètres clés sur la stabilité comme la vitesse de l'avion et le facteur d'amortissement en torsion. Ensuite, la thèse de Besselink [4] détaille différents aspects du phénomène de *shimmy* tels que les composantes flexibles, l'effet gyroscopique de la roue, le jeu dans les mécanismes, la friction, la dynamique de l'absorbeur de choc vertical et la non-linéarité de l'amortisseur de *shimmy*. Trois modèles globaux du *shimmy* sont proposés, soit un premier prenant seulement en compte la rotation du LG, puis un second comprenant la rotation et la flexion latérale. Finalement, un dernier modèle est présenté sous une forme matricielle composée de plusieurs degrés de liberté (DDLs) par représentation d'état.

Le modèle de Somieski est pertinent pour apprivoiser les principes dynamiques causant le *shimmy* sur un LG. La thèse de Besselink est la référence sur laquelle se fonde le modèle dynamique développé dans la présente étude (section 3.3).

2.2 Technologie passive

La simplicité de ce système du système passif lui confère un poids faible et une fiabilité élevée. Cependant, l'amortissement généré par cette technologie est fixé lors de la conception du LG. Ainsi, aucune action n'est possible pour changer l'amortissement si des perturbations ou des conditions d'opération imprévues se manifestent [6].

Seulement les trois technologies passives les plus répandues seront exposées dans cette section puisqu'elles ont déjà été fortement explorées dans les dernières décennies et que l'accent de ce projet n'est pas mis sur ce type de technologie.

2.2.1 Amortissement intégré au système de direction hydraulique

Les grands avions comportent typiquement un système hydraulique permettant de tourner la roue avant et ainsi de diriger l'avion au sol [7]. Lors de l'atterrissage et du décollage, ce système peut être utilisé comme amortisseur du *shimmy* (Figure 2.1). L'amortissement est provoqué par la circulation de l'huile d'un actionneur à l'autre au travers d'un orifice de restriction.

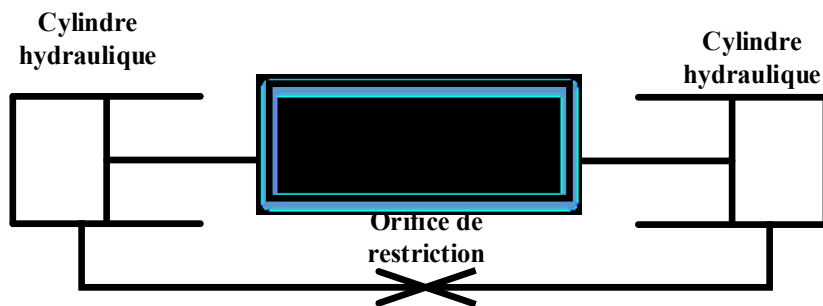


Figure 2.1 Système de direction hydraulique avec orifice de restriction

Le LG étudié dans ce projet est constitué de ce dispositif d'amortissement du *shimmy* (section 3.1).

2.2.2 Amortisseur en parallèle

Le pilotage au sol de petits modèles d'avion est fait à l'aide des palonniers reliés mécaniquement au train d'atterrissage. Un amortisseur est ajouté en parallèle (Figure 2.2) puisqu'il n'y a pas de système hydraulique avec orifice de restriction comme présenté à la

section précédente. Ce système est typiquement hydraulique et comporte un orifice de dimension fixe.



Figure 2.2 Architecture d'un amortisseur en parallèle

La compagnie Lord propose une alternative à l'amortisseur hydraulique, soit un amortisseur fonctionnant par friction. L'énergie est dissipée par le frottement d'un élastomère contre une surface en aluminium comme présenté dans leur brevet [8]. Les avantages de ce dispositif par rapport à l'hydraulique sont (1) le coût inférieur, (2) la maintenance plus simple et (3) l'absence de risque de fuite d'huile. Cependant, ce type d'amortisseur est seulement certifié pour certains petits avions de type aviation générale.

2.2.3 Amortisseur en série

Plusieurs modèles d'avion de court à moyen-courrier tels que le Boeing 737 et le Airbus A-320 utilisent un amortisseur *anti-shimmy* externe en série sur les trains d'atterrissage principaux arrières. L'amortisseur est positionné en série entre les deux bras de torsion du LG (Figure 2.3). Les deux bras de torsion ont pour fonction de transmettre le couple du haut vers le bas du LG. Par conséquent, le couple transmis entre les deux bras est amorti par l'amortisseur *anti-shimmy*. Ce concept a été breveté par Boeing en 1993 [9].

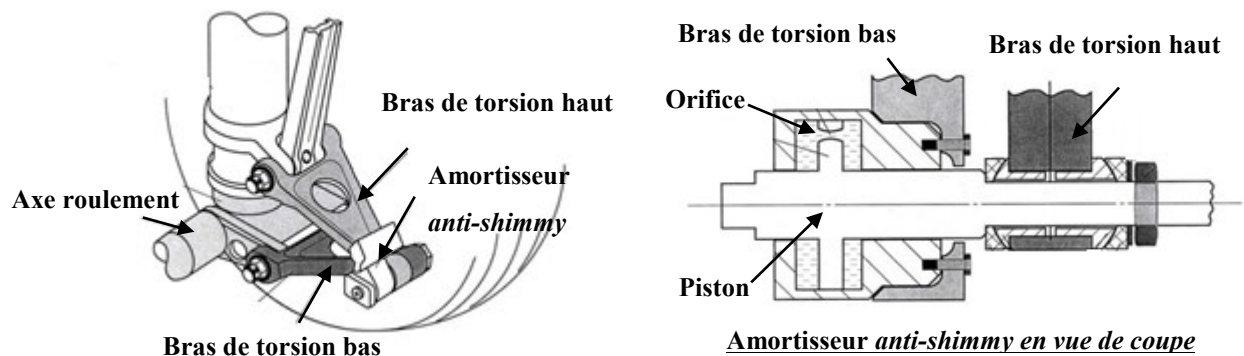


Figure 2.3 Intégration de l'amortisseur shimmy en série [10]

Les architectures du type passif précédemment exposées sont utiles au choix de l'architecture de l'amortisseur semi-actif MR (section 3.2).

2.3 Technologie active

Contrairement aux technologies des types passif et semi-actif qui ne peuvent que dissiper de l'énergie, les technologies actives permettent d'ajouter de l'énergie au système. Cependant, les technologies actives requièrent une grande source de puissance qui s'avère être lourde dans un contexte où le poids est un enjeu de conception majeur [11].

2.3.1 Électrohydrauliques

Les technologies électrohydrauliques en configuration active sont déjà abondamment utilisées sur les LG pour piloter le système de direction [7,12]. Ce type de technologie peut typiquement être actionné à une fréquence maximale d'environ 5 Hz. Ceci est suffisant pour répondre adéquatement aux consignes de virage du pilote, mais insuffisant pour réagir au *shimmy* oscillant à une fréquence d'environ 10 à 30 Hz (Figure 2.4).

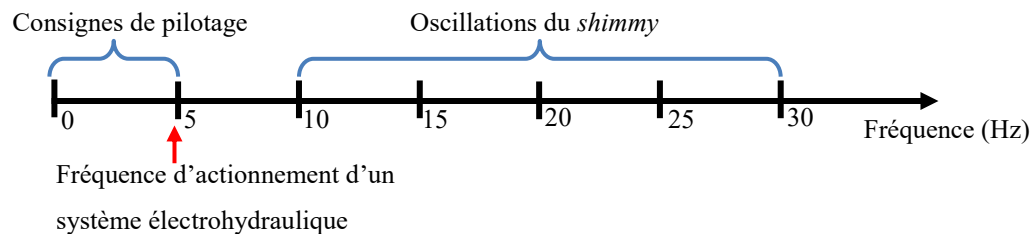


Figure 2.4 Axe comparatif des fréquences d'un système électrohydraulique

2.3.2 Électromécanique

Depuis plusieurs années, un intérêt important est porté aux configurations constituées d'actionneurs électromécaniques. La conversion du système de direction hydraulique complet vers l'électrique offrirait l'opportunité d'ajouter un dispositif de contrôle actif du *shimmy* sans significativement augmenter le poids du LG. Cette technologie cadre avec la tendance « More Electric Aircraft » (MEA) que tente de suivre l'industrie aérospatiale. L'approche MEA permettrait d'augmenter la fiabilité en plus de réduire la maintenance et les frais d'exploitation des appareils [13].

Un moteur électrique combiné à un embrayage pourrait permettre d'obtenir une fréquence d'actionnement suffisante pour contrôler le phénomène de *shimmy*. Le projet DRESS [1] a

adressé le problème du phénomène de *shimmy* par le développant d'un système de direction électromécanique (Figure 2.5). Deux assemblages moteurs, réducteurs et embrayages assurent la redondance et ainsi augmente la fiabilité de l'actionneur.

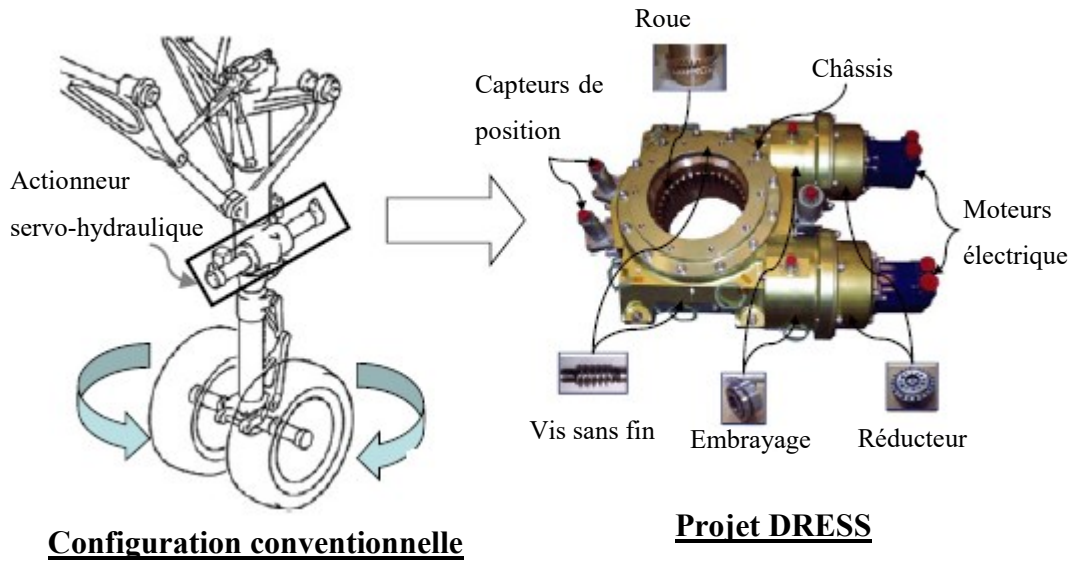


Figure 2.5 Actionneur électromécanique du projet DRESS [1]

Aucune technologie commerciale active n'est connue à ce jour. Selon le projet DRESS réalisé de 2006 à 2009, un actionneur électromécanique tel que conçu n'est pas suffisamment optimisé et est donc trop lourd pour rivaliser avec les actionneurs hydrauliques conventionnels [14].

Cette section met en évidence qu'une technologie active répondant à la problématique de HD ne serait pas viable en raison de:

- la fréquence d'actionnement trop faible d'un actionneur électrohydraulique ;
- le poids trop élevé d'un actionneur électromécanique.

2.4 Technologie semi-active MR

La technologie du type semi-active est déjà commercialement disponible dans les suspensions de véhicule et de siège automobile [11] ainsi que dans des équipements exerciseurs [15]. Cette technologie comporte de nombreux avantages [11] tels que:

- Une faible demande en puissance électrique pour fonctionner ;
- Un faible coût en large volume de production ;
- Un faible volume (compact) ;
- Un faible poids ;
- Une réponse d'actionnement élevée (plus de 30 Hz).

Les fluides MR sont constitués d'un mélange de particules de fer de quelques microns dans une huile magnétiquement perméable. Lorsque ce fluide est exposé à un champ magnétique, un changement important de sa viscosité survient [15]. Ainsi, le fluide MR est utilisé pour concevoir des dispositifs semi-actifs puisque l'intensité du champ magnétique peut être modulée pour obtenir l'amortissement désiré.

2.5 Configurations

Dans une configuration d'amortisseur linéaire [15], une bobine est intégrée dans un châssis magnétique pour créer un champ magnétique dans un orifice. Le fluide MR passe par cet orifice d'une dimension fixe dans lequel circule le champ magnétique modulable comme présenté à la Figure 2.6.

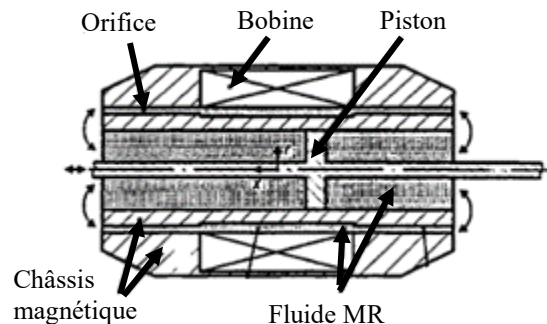


Figure 2.6 Configuration d'un amortisseur linéaire MR [15]

La seconde configuration typiquement utilisée est sous forme d'un embrayage rotatif [15]. La Figure 2.7 présente une bobine enroulée autour d'un châssis et un rotor en forme de disque

immergé dans le fluide MR. Le fluide MR génère une contrainte de cisaillement entre le châssis et le disque rotatif lorsqu'il est soumis à un champ magnétique.

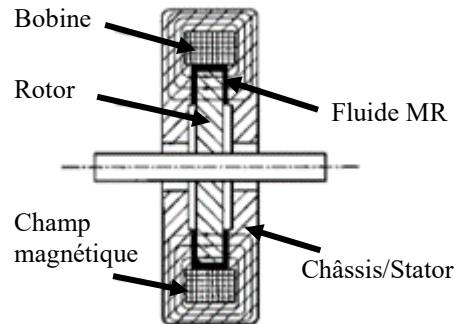


Figure 2.7 Configuration d'un embrayage MR [15]

2.5.1 Brevets

Le brevet [16] de la compagnie *Goodrich Actuation Systems* présente un système composé d'un actionneur rotatif et d'un amortisseur embrayage MR positionné en parallèle. La Figure 2.8 montre une vue de coupe d'un LG. Le moteur électrique (24) actionne le cylindre (14) lorsqu'une action en virage est nécessaire. Ce cylindre est également joint en parallèle à l'amortisseur MR (26) ayant comme fonction d'amortir les oscillations de *shimmy*. Le niveau d'amortissement est commandé par un contrôleur (50) en fonction de la fréquence du *shimmy* lu par l'accéléromètre (52) positionné au bas du LG.

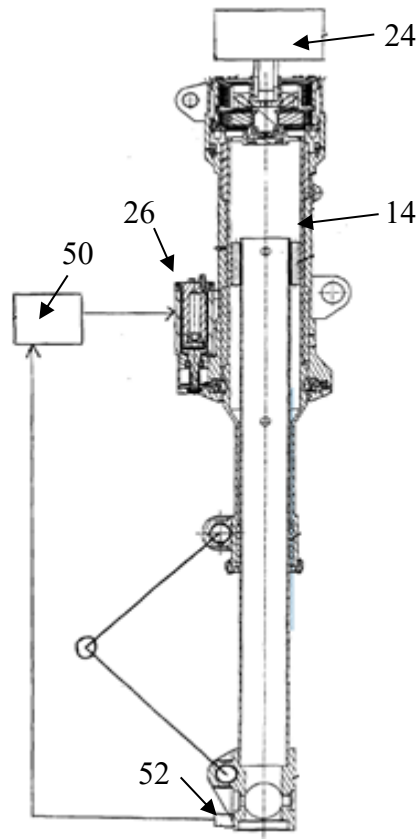
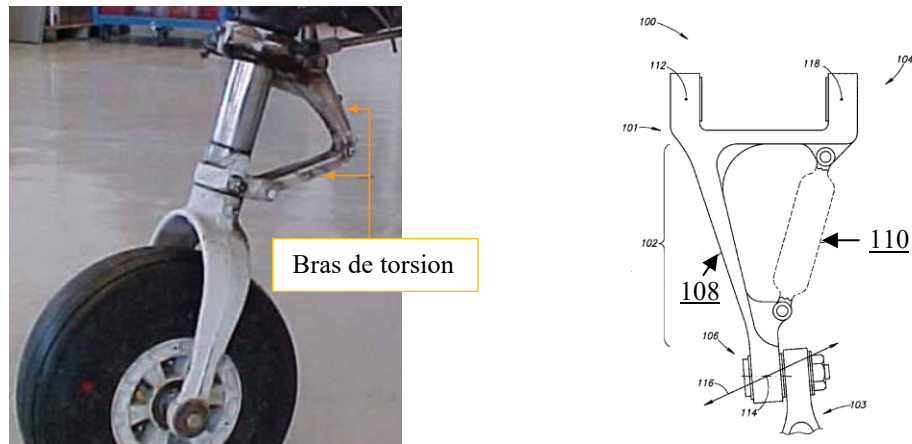


Figure 2.8 Brevet US 8,960,386 B2 [16]

Le remplacement de la direction hydraulique par un moteur électrique et un embrayage MR en parallèle a été rejeté par l'étude préliminaire [17] en raison de la masse trop élevée du système. Le concept présenté par ce brevet a donc été écarté.

Le brevet [18] de la compagnie *Goodyrich Corp.* propose l'utilisation d'un amortisseur semi-actif intégré à un bras de torsion du LG (Figure 2.9). Les deux bras de torsion ont pour fonction de transmettre le couple du haut vers le bas du LG. La portion du bras (108) est composée d'une section flexible ayant la fonction de ressort. L'amortisseur (110) positionné en parallèle a comme fonction d'amortir les déformations du bras et de limiter les efforts en tension et compression. L'amortisseur peut prendre plusieurs formes dont celle d'un amortisseur linéaire MR.



(a) Identification des bras de torsion [6] (b) Représentation de l'invention

Figure 2.9 Brevet US 8,292,218 B2 [18]

Une telle configuration est innovante, mais exige des changements de conception importants au LG de Héroux-Devtek. L'utilisation d'une configuration totalement inconnue ajouterait beaucoup d'incertitude au projet, sans être pertinente à l'objectif principal étant d'étudier la stabilité d'un train d'atterrissage d'avion équipé d'un amortisseur semi-actif MR. Le concept présenté par ce brevet a donc également été écarté.

2.5.2 Littérature scientifique

Atabay [19] propose l'utilisation d'un amortisseur MR optimisé par algorithme génétique pour stabiliser le phénomène de *shimmy*. Il utilise un modèle paramétrique *current-dependent Bouc-Wen* pour modéliser les phénomènes d'hystérésis et la dépendance entre la force et le courant d'un amortisseur MR. Le modèle dynamique du *shimmy* utilisé est celui de Somieski [5] à un DDL (section 2.1). Les jeux mécaniques sont considérés dans l'étude.

L'amortisseur MR proposé dans cet article est opéré passivement, puisqu'il ne propose aucune stratégie de contrôle et ne fait pas varier l'amortissement dans le temps.

Sateesh [20] utilise un modèle à plusieurs DDLs en rotation. Le comportement de l'amortisseur MR est linéarisé et les jeux mécaniques sont négligés puisque l'analyse est linéaire. L'amortisseur MR est utilisé comme un dispositif actif à l'aide d'un retour d'état ajusté grâce à la méthode de placement de pôles. Essentiellement, la méthode de placement de pôles permet de sélectionner les gains de contrôle modifiant la dynamique d'un système

dynamique de manière à obtenir la localisation de pôles voulue [21]. Les simulations numériques montrent qu'un dispositif passif stabilise le LG jusqu'à une vitesse de 150 km/h, alors qu'un dispositif actif permet d'atteindre une vitesse de 195 km/h.

CHAPITRE 3

ÉTUDE ANALYTIQUE

L'objectif principal de ce chapitre est d'évaluer les performances théoriques d'un amortisseur MR pour contrôler le *shimmy* du LG de HD. Dans un premier temps, le problème du système *anti-shimmy* passif actuel est détaillé. Ensuite, une configuration d'amortisseur MR et une architecture du système sont sélectionnées. Puis, un modèle analytique du *shimmy* est élaboré. Finalement, un contrôleur semi-actif est mis au point afin de respecter le critère de stabilité imposé par HD.

Le partenaire Héroux-Devtek a fourni les données et détails techniques d'un avion d'affaire d'environ 10 à 20 passagers afin de rendre l'étude plus pertinente et réaliste. Ces renseignements doivent cependant demeurer confidentiels. Le LG à l'étude est un modèle comportant deux roues et un système de direction par cylindre hydraulique avec transmission par pignon-crémaillère.

3.1 Problématique du système de direction actuel

Les exigences du système de direction de HD sont :

- Une vitesse de rotation minimale sans chargement, pour assurer une réponse d'actionnement suffisamment rapide de la direction (Annexe A);
- Un couple minimal appliqué, pour surmonter les forces résistives en virage;
- Le système doit prévenir l'instabilité due au *shimmy* en tout temps sur la plage de vitesse demandée.

Le dispositif *anti-shimmy* est intégré à la direction comme présentée à la section 2.2.1. Le système de direction est localisé au centre du LG (Figure 3.1(a)). Les cylindres hydrauliques sont fixés à la partie supérieure du LG et font pivoter la partie inférieure à l'aide d'une transmission pignon-crémaillère (Figure 3.1(b)).

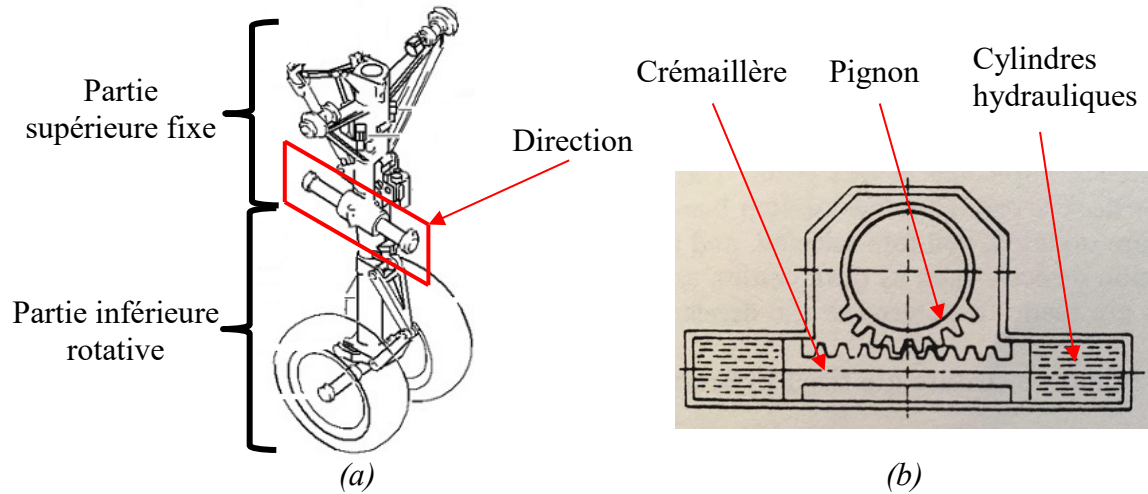


Figure 3.1 (a) Localisation de la direction[14] (b) Transmission pignon-crémaillère [12]

Le schéma hydraulique du système de direction est présenté à la Figure 3.2. Une servovalve électrohydraulique (EHSV) contrôle le débit (Q_1) acheminé aux cylindres. Le diamètre maximal de l'orifice de restriction est dimensionné par l'exigence de vitesse de rotation directement liée au débit Q_2 . Ce diamètre correspond à un amortissement quadratique ne permettant pas d'assurer la stabilité du LG sur la totalité de la plage de vitesse.

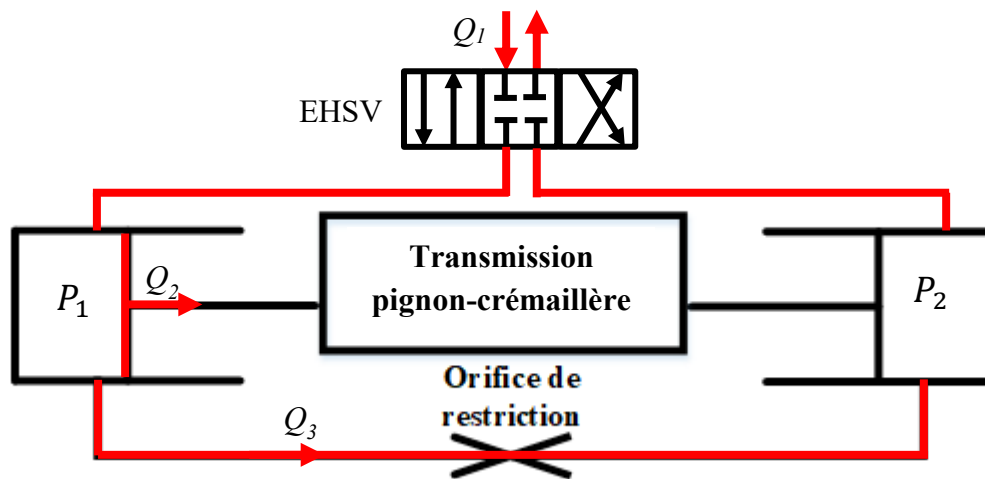


Figure 3.2 Schéma hydraulique du système de direction de HD

3.2 Choix du dispositif MR

Les architectures présentées dans cette section proposent un découplage fonctionnel entre le dispositif *anti-shimmy* et le système de direction. De cette façon, il n'y a pas d'orifice de restriction entre les cylindres hydrauliques et le débit de la EHSV est suffisant pour respecter les exigences en virage.

Le projet a débuté en 2014 par une étude de faisabilité menée par Patrick Chouinard sur le potentiel des technologies MR appliquées aux trains d'atterrissage d'avion [17]. Ce travail conclut qu'il est viable de remplacer le système *anti-shimmy* hydraulique par un dispositif MR en termes de masse, fiabilité, intégration et réponse dynamique.

Le dispositif répondant le mieux au critère de masse s'est avéré être un amortisseur MR de type *bifold* proposé par Wereley [22]. Le *bifold* (Figure 3.3) se compose d'un piston couissant dans un cylindre intérieur. Un espacement cylindrique permet au fluide MR de circuler d'une chambre à l'autre. Deux bobines génèrent un flux magnétique traversant radialement l'espacement cylindrique. La zone où le fluide MR est exposé au champ magnétique est nommée la valve MR. L'amortisseur MR de type *bifold* suggéré par cette étude préliminaire sera utilisé dans ce projet de maîtrise. Le fluide MR utilisé est spécifiquement dédié aux amortisseurs et offre un compromis intéressant entre la viscosité et la concentration de particules de fer.

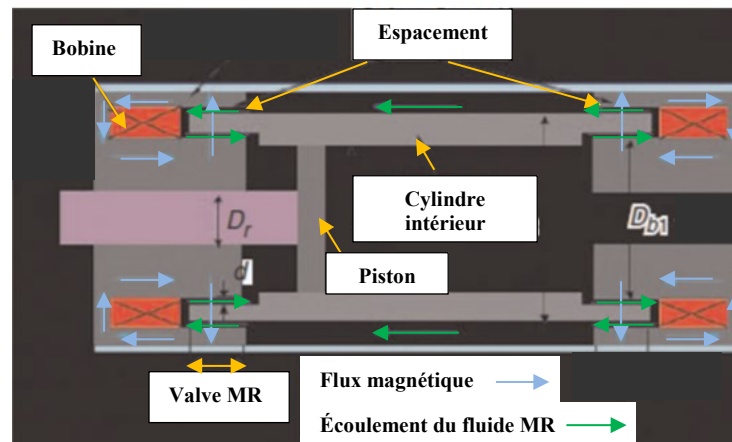


Figure 3.3 Configuration *bifold* [22]

L'étude de Patrick Chouinard examine également plusieurs architectures et deux offrent un poids acceptable : une avec l'amortisseur *bifold* positionné en parallèle et l'autre en série avec la direction (Figure 3.4).

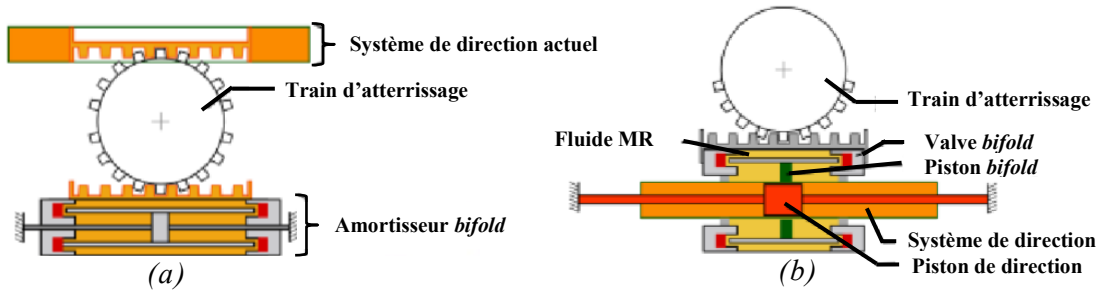


Figure 3.4 (a) Architecture en parallèle (b) Architecture en série [17]

La rigidité équivalente de la direction hydraulique dans toutes les architectures est supérieure à 10^8 N/m en raison de la faible compressibilité de l'huile. Des forces élevées devraient alors être appliquées pour engendrer un déplacement de l'ordre du millimètre. Le système de direction et l'amortisseur *bifold* partagent le même déplacement dans une architecture en parallèle. Cette architecture est ainsi rejetée puisque l'énergie dissipée par l'amortisseur serait trop faible avec un si petit déplacement. L'architecture en parallèle serait viable avec un type d'actionneur moins rigide que l'hydraulique tel qu'un moteur électrique proposé par le brevet de *Goodrich Actuation Systems* de la section 2.5.1. L'architecture en série avec la direction n'a pas ce problème et est donc préférée pour la suite.

Dans une architecture en série, un amortisseur de *shimmy* se compose typiquement d'un ressort en parallèle (Figure 3.5) [4]. Une force constante est appliquée sur le piston lors d'une manœuvre en virage. Les fonctions du ressort sont de supporter la force constante en virage et recentrer le piston. Le ressort peut aussi être composé de rondelles *Belleville* pour une conception plus compacte comme présenté dans le brevet de *Boeing* [9].

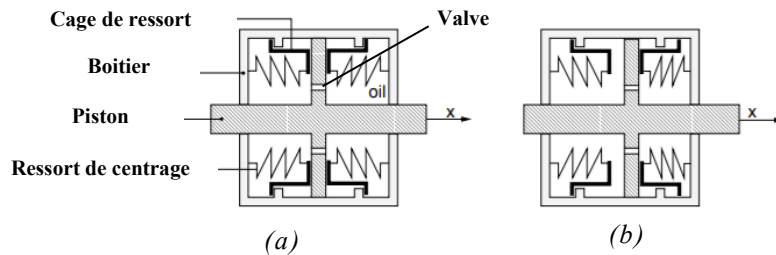


Figure 3.5 (a) Amortisseur centré (b) Amortisseur décentré [4]

3.3 Modèle de shimmy

Il est nécessaire de mettre au point un modèle reproduisant adéquatement le phénomène de *shimmy* pour accomplir l'analyser la stabilité du LG. HD y parvient en utilisant le logiciel dynamique multicorps MSC Adams. Cependant, un modèle analytique du *shimmy* développé sur Matlab/Simulink permet une plus grande flexibilité afin d'étudier l'espace de conception.

3.3.1 Hypothèses principales

Les principales hypothèses sont : (1) les dynamiques de l'avion et du système de direction sont négligées puisque ces systèmes ont une dynamique en dessous de 5 Hz, alors que le shimmy se présente entre 10 et 30 Hz. (2) La flexibilité du LG est modélisée par un modèle réduit obtenu d'une réduction de Guyan d'un modèle par éléments finis. La réduction est effectuée sur certains nœuds stratégiques excités par l'oscillation du *shimmy*. (3) Il n'y a pas de glissement entre le pneu et le sol. Cette dernière hypothèse est typiquement juste pour une voie de décollage sec.

3.3.2 Modélisation du *shimmy*

Le modèle est illustré à la Figure 3.6 où B correspond à l'encastrement à l'avion, C l'essieu de roulement des roues et D les roues. *SA* représente la suspension verticale principale et *SD*, l'amortisseur *anti-shimmy*. Les lignes bleues illustrent les parties flexibles du LG et la ligne verte l'essieu rigide. Six DDLs permettent de décrire le mouvement du bas du LG (déplacements u_x , u_y et u_z ; rotations φ , ϑ et ψ). La déformation des pneus est décrite par (α), alors que le déplacement de l'amortissement vertical est décrit par (q_s) et de l'amortisseur *anti-shimmy* par (q_D).

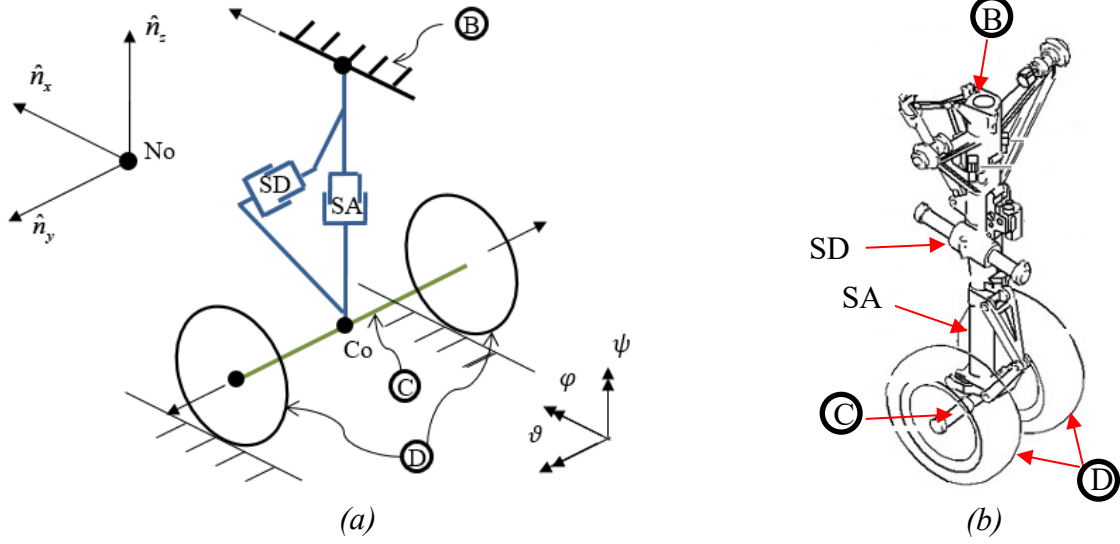


Figure 3.6 (a) Schéma du LG (b) Croquis réaliste du LG [14]

Le modèle est construit sous forme de représentation d'état (3.1) en suivant la méthode de Besselink [4].

$$\begin{pmatrix} \ddot{u} \\ \dot{u} \\ \dot{\alpha} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} -M^{-1}C & -M^{-1}K & M^{-1}F \\ I & 0 & 0 \\ W_v & W_p & -\frac{v}{\sigma} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{u} \\ u \\ \alpha \end{pmatrix} \quad (3.1)$$

où

- $u : \{u_x \ u_y \ u_z \ \varphi \ \vartheta \ \psi \ q_s \ q_D\}^T$
- α : angle de glissement des pneus
- M : matrice de masse (8x8)
- C : matrice d'amortissement (8x8)
- K : matrice de rigidité (8x8)
- F : vecteur de force aux pneus (8x1)
- W_v et W_p : vecteurs de déformation du pneu (1x8)

La composition de chacune des sous-matrices est le résultat d'une combinaison de plusieurs phénomènes dynamiques :

- Flexibilité du LG ;
- Suspension verticale et amortisseur *anti-shimmy* ;
- Force normale du sol ;
- Rigidité verticale du pneu ;

- Force de roulement ;
- Effet gyroscopique ;
- Force de dérive.

Ces phénomènes sont détaillés en utilisant des notions de dynamique avancée [23] présentées dans l'Annexe B.

3.3.3 Corrélation des modèles

Une étude comparative est effectuée afin d'assurer la concordance du modèle analytique au modèle MSC Adams de HD. La vitesse de l'avion V provoquant l'instabilité du LG est un indice important dans l'évaluation du *shimmy*. Le modèle Adams prévoit l'instabilité à une vitesse supérieure à $V1$ pour un amortissement quadratique donné. En appliquant le même amortissement, le modèle analytique est également incapable de se stabiliser pour une vitesse supérieure à $V1$ (Figure 3.7). Les vitesses $V2$ et $V3$ sont quelque peu inférieures à $V1$.

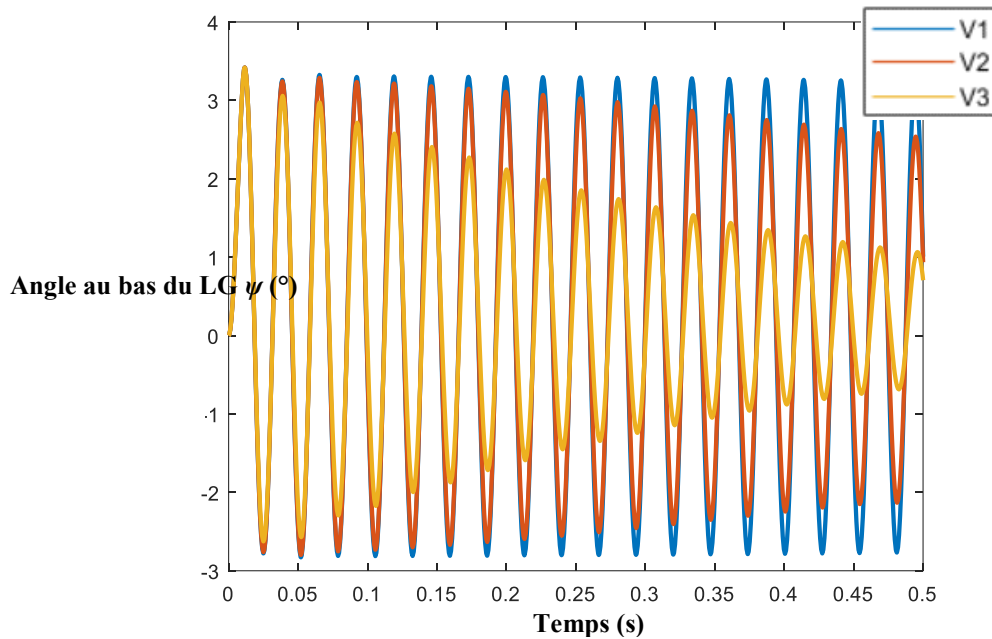


Figure 3.7 Simulations temporelles du modèle analytique à différentes vitesses

La flexibilité de la structure du LG du modèle MSC Adams de HD consiste en une réduction de Graig Bampton des pièces flexibles. Par souci de simplicité, l'approche utilisée pour le modèle analytique est plutôt une réduction de Guyan effectuée à l'aide du logiciel d'éléments finis MSC Nastran. Cette seconde méthode permet de réduire le nombre de DDLs à 8, soit ceux contenus dans le vecteur u décrit plus haut. Bien qu'en théorie, la réduction de Craig Bampton offre une modélisation dynamique supérieure par rapport à la méthode de Guyan, la différence obtenue n'est pas significative comme le montre la Figure 3.8. Ce graphique présente l'angle du bas du LG ψ en fonction du temps à la suite d'une perturbation pour les deux modèles. Par conséquent, le modèle Matlab/Simulink est considéré suffisamment fidèle pour être utilisé dans l'étude qui suit.

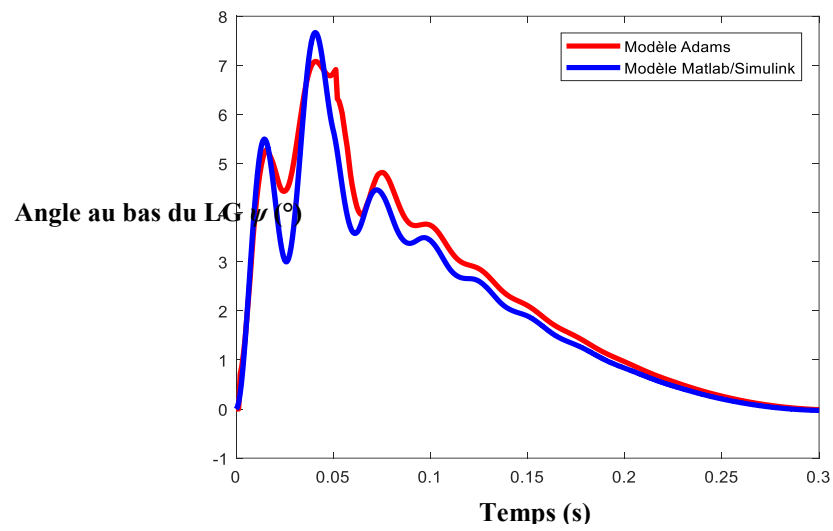


Figure 3.8 Comparaison temporelle des modèles avec les mêmes conditions d'amortissement, de vitesse et de poids

3.3.4 Modélisation d'un amortisseur semi-actif MR

Le comportement de l'amortisseur semi-actif non-linéaire est modélisé dans Simulink. L'équation 3.1 présente la force totale F_t qui est une combinaison de la force visqueuse F_η et de la force de contrainte d'écoulement F_τ .

$$F_t = F_\eta(v) + F_\tau(v, \tau) \quad (3.1)$$

L'article de Mao [22] modélise l'amortisseur MR de type *bifold* par un modèle de *Bingham* tel que présenté à la Figure 3.9. La contribution visqueuse dépend linéairement de la vitesse v et la force d'écoulement dépendant de la contrainte τ , mais également du signe de la vitesse.

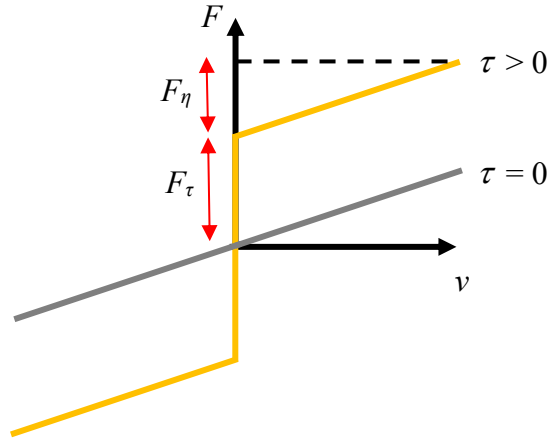


Figure 3.9 Modèle de Bingham

La contrainte d'écoulement dépend linéairement du courant appliqué aux bobines jusqu'à une saturation à environ 45 kPa qui est propre au fluide MR utilisé. Le temps de réponse entre l'application du courant i et l'atteinte de la contrainte τ est modélisé par une fonction de premier ordre avec une fréquence de coupure f et un délai pur τ_d (Figure 3.10). La fréquence de coupure f est due au délai d'inductance du bobinage, alors que le délai pur τ_d est causé par le comportement microscopique des particules de fer contenu dans le fluide MR.

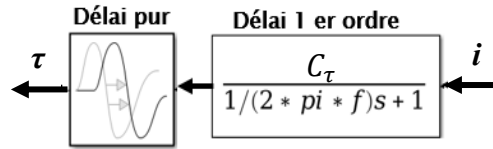


Figure 3.10 Modèle de la réponse dynamique

3.4 Contrôle

L'amortissement du dispositif semi-actif doit être modulé par une loi de contrôle. Cette section présente le critère de stabilité utilisé, le contrôleur choisi et les résultats obtenus.

3.4.1 Critère de stabilité

Le partenaire HD utilise un critère pour assurer la stabilité du LG en situation de *shimmy*. L'amplitude de la rotation du bas du LG (ψ) doit diminuer à moins de 25 % de la valeur initiale en 3 cycles [12] lors d'une simulation temporelle (Figure 3.11). À noter que le premier demi-cycle n'est pas pris en compte puisqu'il est influencé par la perturbation initiale.

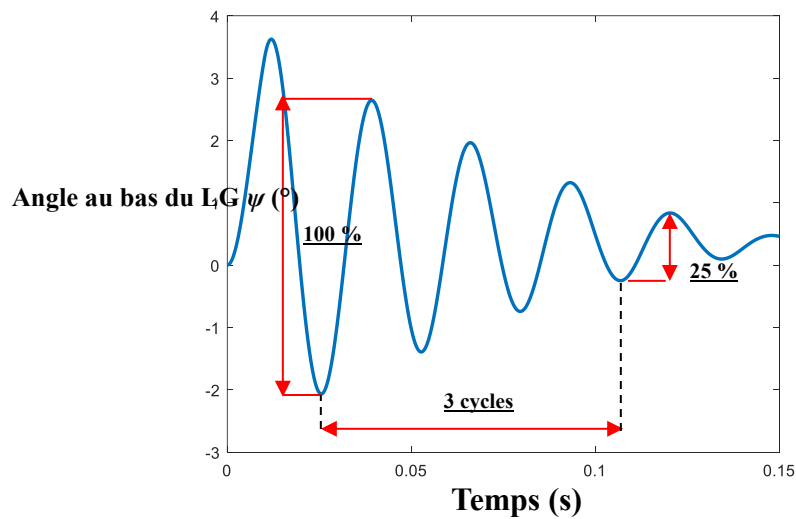


Figure 3.11 Représentation du critère de stabilité

Ainsi, dans la suite du document, l'indice de stabilité sera quantifié comme le pourcentage de l'amplitude après 3 cycles par rapport à l'oscillation initiale. Le critère de stabilité doit être respecté sur toute l'enveloppe de vitesse au décollage, soit de 10 à 90 m/s.

3.4.2 Amortissement visqueux

La force d'écoulement est inutilisable en situation de défaillance du système semi-actif, et seule la force d'amortissement visqueuse demeure. Cet amortissement seul n'est pas suffisant pour respecter le critère de stabilité de 25 % en 3 cycles, mais il permet tout de même d'amortir les oscillations du bas du LG et d'éviter de dépasser 100 % (Figure 3.12). Un indice de stabilité dépassant les 100 % n'est pas souhaitable puisque cela indique l'instabilité du LG.

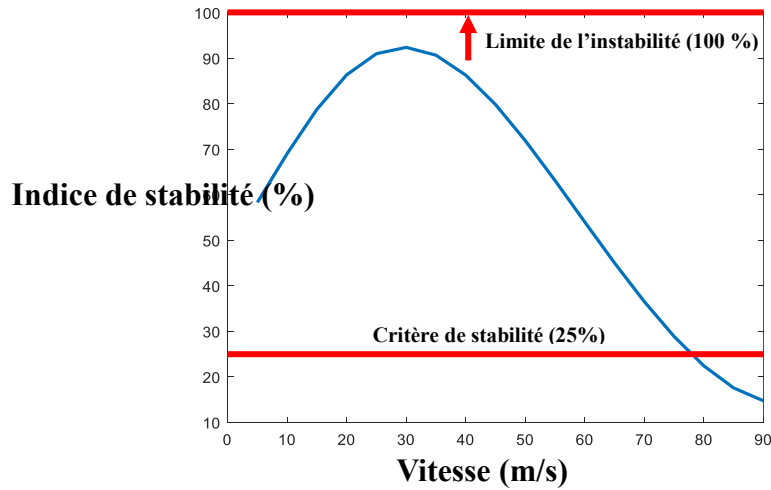


Figure 3.12 Graphique de stabilité lors de la défaillance du contrôle semi-actif

3.4.3 Contrôle semi-actif

Plusieurs stratégies de contrôle semi-actif ont été évaluées basées sur la théorie de stabilité de Lyapunov [24], l'énergie maximale de dissipation [24] et le contrôle «Bang-Bang» [24]. Cependant, les stratégies énumérées précédemment rendent le LG instable. Ainsi, ce document présente plutôt les résultats d'un retour d'état qui s'est avéré atténuer significativement le *shimmy*. Typiquement, le dispositif *anti-shimmy* passif SD exerce une force proportionnelle au carré sa vitesse \dot{q}_D (Figure 3.13). Un dispositif semi-actif peut moduler la force générée proportionnellement à un autre état que la vitesse de son piston. Un retour d'état sur la vitesse de rotation du bas du LG $\dot{\psi}$ s'est avéré améliorer significativement l'indice de stabilité présenté à la section 3.4.1. L'ajout de capteurs tels que des gyroscopes et accéléromètres pourrait permettre d'obtenir la vitesse $\dot{\psi}$ n'étant actuellement pas disponible sur le LG.

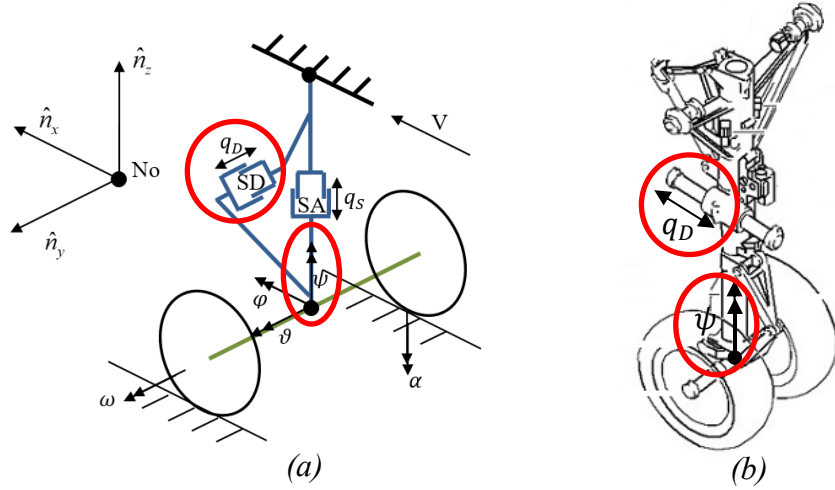


Figure 3.13 (a) Schéma du LG avec les degrés de liberté pertinents au contrôle
(b) Correspondance sur un vrai LG [14]

La Figure 3.14 présente le schéma bloc du retour d'état. La perturbation initiale identifiée par le rectangle vert est un couple sous forme d'échelon appliqué pendant 0.01 seconde au DDL ψ . Cette perturbation simule un obstacle majeur rencontré sur la voie de décollage qui initie le mouvement du LG de façon à exciter l'instabilité. Le système dynamique identifié par le rectangle orange est construit sous forme de représentation d'état. La matrice d'état A est définie à la section 3.3. Les matrices B constituent les commandes et la matrice C l'observation. Le rectangle mauve contient le coefficient C_D multiplié par l'état \dot{q}_D générant la force d'amortissement visqueux. Le retour sur l'état $\dot{\psi}$ multiplié par le gain K_ψ est identifié par le rectangle rouge et définit la magnitude de la force d'écoulement. Le signe de la force est fonction de \dot{q}_D puisqu'un dispositif semi-actif est seulement dissipatif.

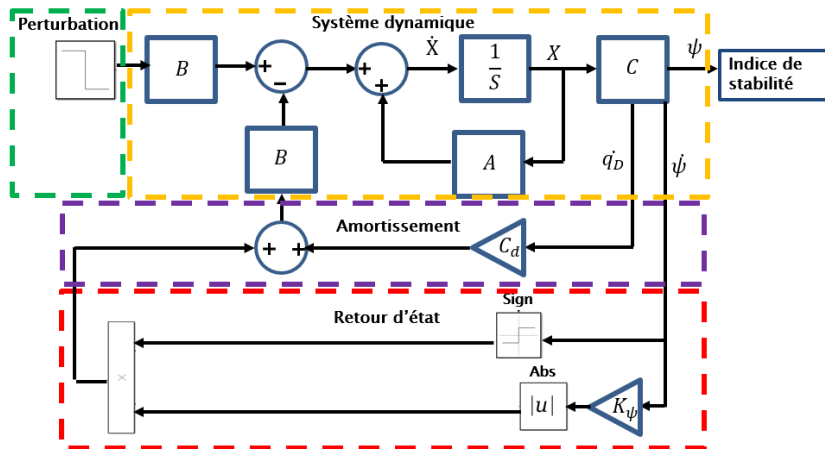


Figure 3.14 Schéma bloc du retour d'état

La Figure 3.15 présente le comportement du dispositif semi-actif à un niveau de complexité supérieur afin de prendre en compte le comportement réel du système MR. La force d'écoulement sature à une contrainte d'écoulement d'environ 45 kPa et est modélisée par la saturation MR. Le délai entre la consigne et la force d'écoulement générée est modélisé par un délai pur et une fonction de transfert de premier ordre. L'erreur sur la force d'écoulement est soustraite à la consigne et multipliée par le gain K_C de manière à améliorer la réponse dynamique du contrôleur.

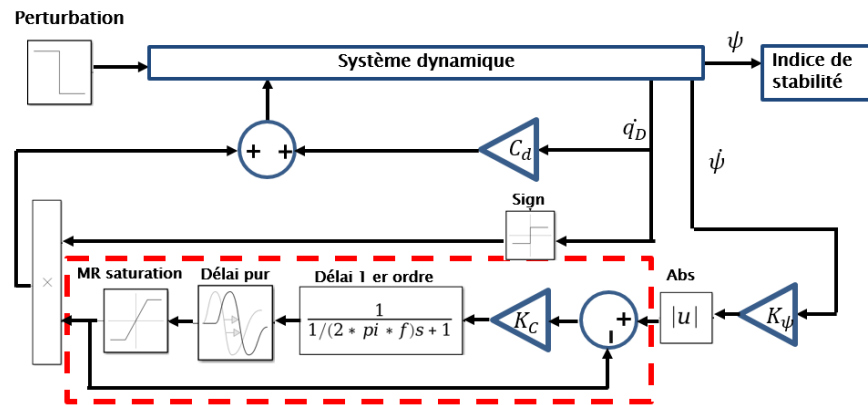


Figure 3.15 Comportement du dispositif semi-actif

Un contrôle semi-actif abaisse l'indice de stabilité à moins de 8 % sur toute l'enveloppe de vitesse, alors que le critère de stabilité exige un maximum de 25%. Plusieurs gains de contrôleur sont évalués pour en arriver à un tel résultat. Des gains élevés réduisent l'indice de stabilité, mais exigent des spécifications de conception supérieures de l'amortisseur MR.

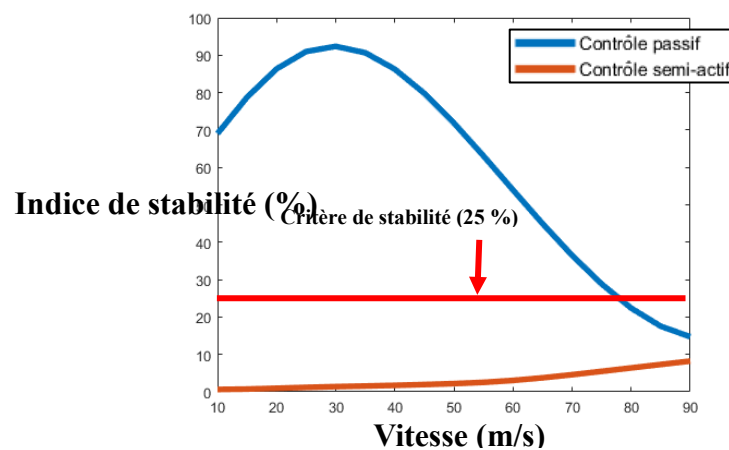


Figure 3.16 Graphique de stabilité d'un contrôle semi-actif

CHAPITRE 4

VALIDATION EXPERIMENTALE

Un prototype d'amortisseur est conçu, fabriqué puis testé pour valider que les caractéristiques exigées en simulation soient atteignables. Dans un deuxième temps, une simulation calibrée sur les résultats expérimentaux est effectuée pour étudier la performance en stabilité du système proposé.

Les résultats présentés dans cette section sont mis sous forme normalisée, afin d'assurer la confidentialité du projet. Plus précisément, les forces générées par l'amortisseur (F) sont divisées par la force de perturbation initiale (F_0) appliquée au LG.

4.1 Spécifications de conception

L'amortisseur MR de type *bifold* est conçu en respectant les spécifications présentées dans le tableau 4.1 afin de respecter le critère de stabilité de 25% et atteindre les performances en simulation de la section 3.4.3. L'amortissement visqueux est défini à la section 3.4.2 comme étant l'amortissement minimal pour éviter l'instabilité en situation de défaillance de l'amortisseur. La force d'écoulement maximale et la réponse dynamique sont définies de façon à respecter le critère de stabilité de 25%.

Tableau 4.1 Spécifications de conception de l'amortisseur MR

Nom	Spécification de conception
Amortissement visqueux	0.44 s/m
Force d'écoulement maximale	0.66
Réponse dynamique	20 Hz

4.2 Conception du *bifold* MR

Dans la conception d'un *bifold* MR, l'amortissement et la force d'écoulement sont liés géométriquement par la surface du piston (A_p), la longueur (L_v) et l'écart de valve (d) comme illustré à la Figure 4.1 [22].

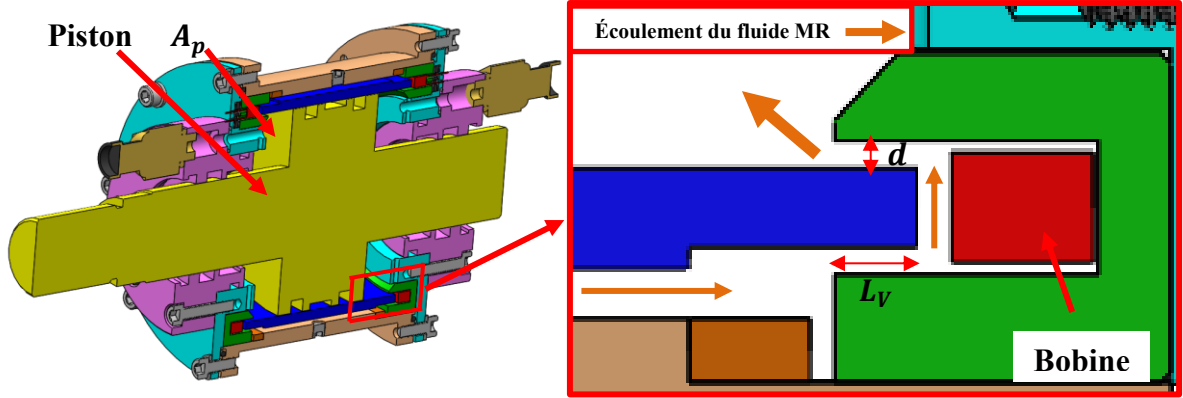


Figure 4.1 Présentation des paramètres géométriques principaux

Un premier choix de conception est l'utilisation d'un actionneur commercial d'un diamètre donné. Puisque la surface A_p est définie, les équations 4.1 et 4.2 sont résolues et les paramètres L_v et d obtenus.

$$C_\eta = \frac{48\mu L_v A_p^2}{d^2 A_d} \quad (4.1)$$

$$F_\tau = \frac{8L_v A_p}{d} \tau \quad (4.2)$$

La principale cause limitant le temps de réponse d'un amortisseur *bifold* est les courants de Foucault s'opposant au champ magnétique [17]. Pour évaluer l'impact de ce phénomène et ajuster les paramètres L_v et d , le logiciel FEMM permet d'estimer l'amplitude maximale du champ magnétique pour une fréquence d'oscillation du courant donnée. Ainsi, en variant la fréquence d'oscillation du courant, le logiciel permet d'évaluer une diminution de l'amplitude du champ magnétique de 70.7 % à 20 Hz ce qui représente la fréquence de coupe à -3dB pour une fonction de premier ordre (Figure 4.2).

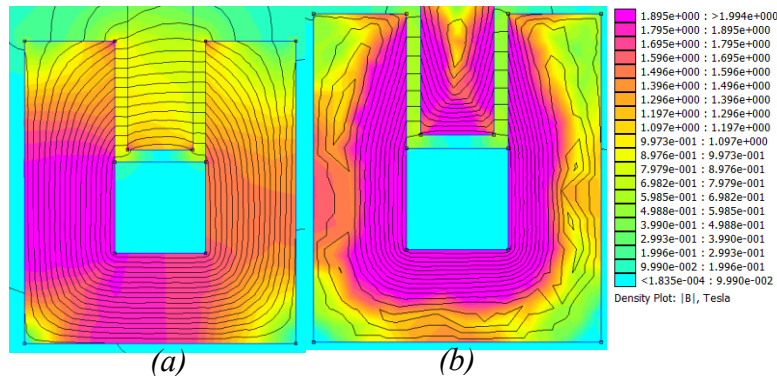


Figure 4.2 (a) Densité du champ magnétique à courant constant (b) Densité du champ magnétique à 20 Hz

La Figure 4.3 montre l'amortisseur *bifold* MR fabriqué. La figure de gauche montre l'amortisseur ouvert ce qui permet de voir le piston à l'intérieur. La figure de droite montre l'amortisseur refermé comprenant le filage de la bobine et un capteur de pression.

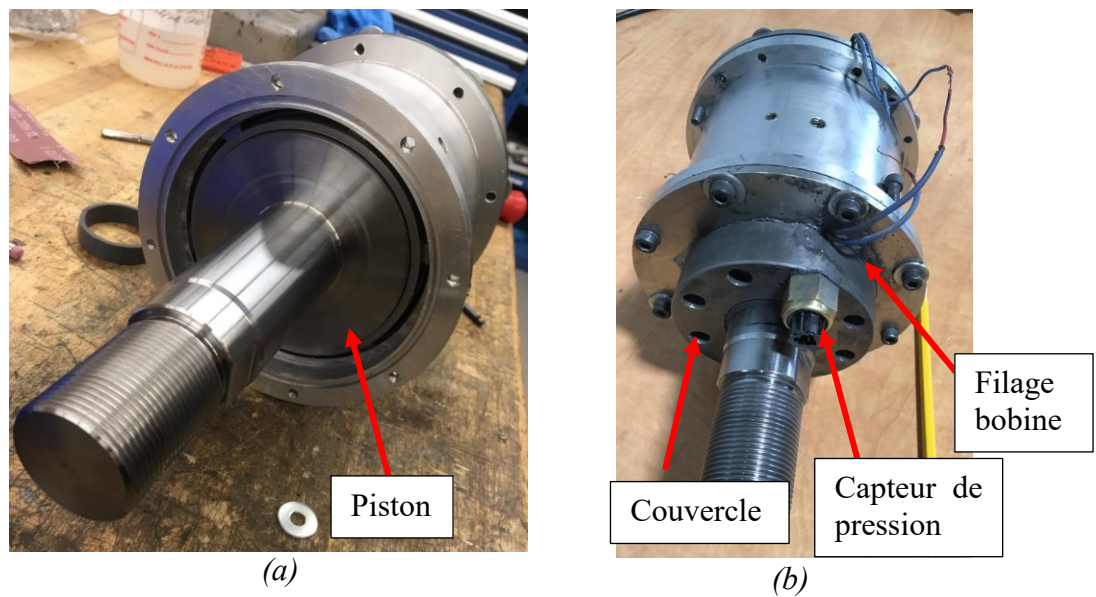


Figure 4.3 (a) Amortisseur *bifold* MR sans couvercle (b) Refermé

4.3 Expérimentation

Cette section détaille l'installation expérimentale, puis les 4 phases de caractérisation. La phase #1 vise à caractériser la force d'amortissement visqueuse, la phase #2 la force d'écoulement, la phase #3 le comportement de l'amortisseur dans les conditions du *shimmy* et finalement, la phase #4 vise à caractériser la réponse dynamique.

Lors d'essais préliminaires, l'amortissement visqueux s'est avéré dépasser grandement la spécification du tableau 4.1. Cette augmentation est due à un comportement non-linéaire qui sera détaillé à la section 4.3.2. Pour pallier à cette augmentation et ainsi respecter les exigences, le prototype mis en essai comporte un écart de valve (d) agrandi.

4.3.1 Installation

Afin d'en faire la caractérisation, l'amortisseur *bifold* est excité par la machine de traction MTS 850-50 (*Shock dyno*) disponible au Centre de technologies avancées (CTA). Les capacités dynamiques de cette machine sont suffisantes pour atteindre les vitesses, fréquences et forces visées lors des essais. La MTS 850-50 illustrée à la Figure 4.4 comporte une cellule de charge et un capteur en position permettant de connaître la force et le déplacement en fonction du temps.

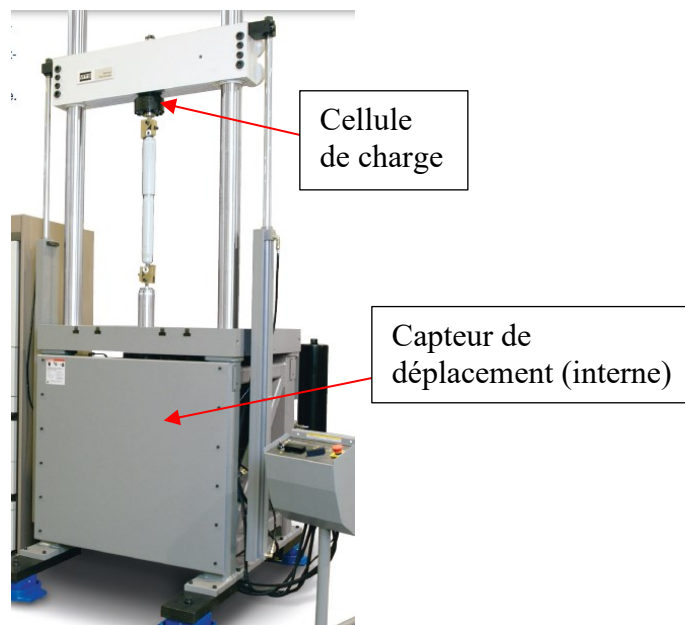


Figure 4.4 Machine MTS 850-50 [25]

4.3.2 Phase #1 Caractérisation de l'amortissement visqueux

Plan d'essai

L'objectif de la phase #1 est de définir le coefficient d'amortissement visqueux de l'amortisseur, soit la relation entre la force et la vitesse. Également, la linéarité de la relation est évaluée jusqu'à la vitesse maximale de 0.45 m/s, celle-ci étant la vitesse limite atteinte en simulation par l'amortisseur. La machine est commandée de manière à obtenir des vitesses constantes afin d'éviter des phénomènes transitoires indésirables lors des essais. Notons qu'aucun courant électrique n'a été appliqué aux bobines pour cette phase.

Résultats

Le coefficient d'amortissement spécifié est de 0.44 s/m (tableau 4.1). La Figure 4.5 présente la force d'amortissement normalisée (F_η/F_0) en fonction de la vitesse du piston de l'amortisseur MR. Les essais expérimentaux démontrent une courbe quadratique, les deux courbes sont néanmoins du même ordre de grandeur. Les forces visqueuses doivent rester faibles par rapport aux forces d'écoulement pour ne pas compromettre le contrôle de retour d'état.

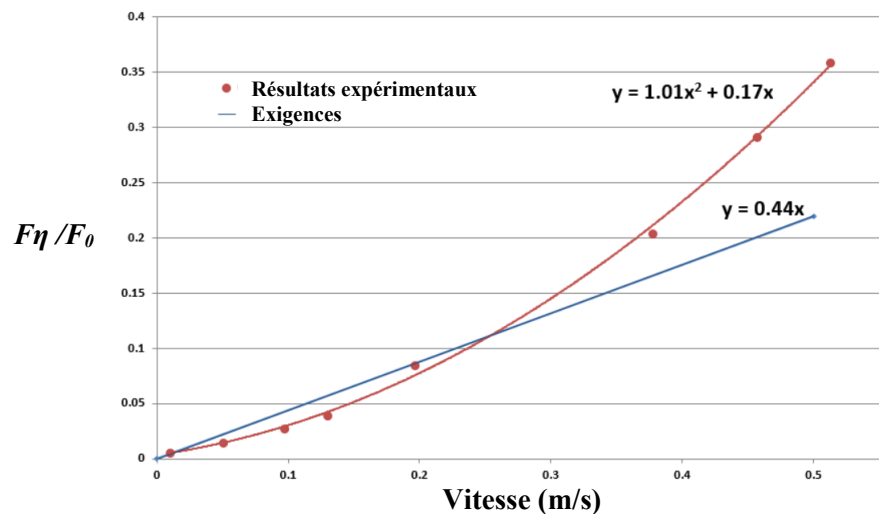
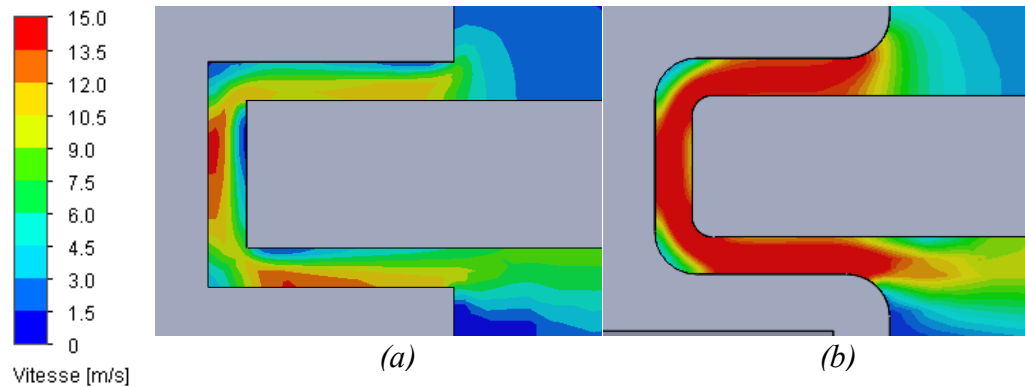


Figure 4.5 Résultats de la phase #1

Explication

Les pertes de charge par friction dans la valve MR pour configuration *bifold* dépendent théoriquement de la vitesse selon une relation linéaire [22]. Les résultats expérimentaux montrent une courbe quadratique, qui s'explique par des pertes de charge négligées lors de la conception de l'amortisseur. Ces pertes sont dues aux contractions, expansions et coudes à 90°

que doit franchir le fluide dans la valve MR. Une analyse mécanique des fluides numérique (CFD) est réalisée afin d'illustrer le phénomène. D'abord, l'analyse est réalisée sur la valve aux coins aigus utilisés en expérimental, puis sur une valve modifiée aux coins arrondis. La Figure 4.6 illustre la vitesse de l'écoulement à l'aide d'une échelle de couleur. La vitesse de l'écoulement est plus élevée et plus uniforme dans le cas de la valve aux coins arrondis ce qui sous-entend que les pertes de charge sont moindres.



Le graphique de la Figure 4.7 montre une corrélation entre les résultats expérimentaux et les analyses CFD, ainsi qu'une diminution de l'amortissement pour une valve aux coins arrondis.

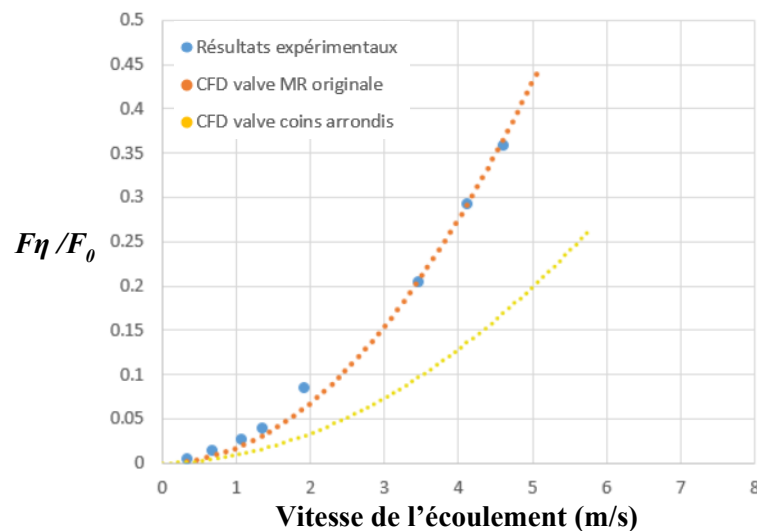


Figure 4.7 Résultats des CFD

4.3.3 Phase #2 Caractérisation de la force d'écoulement

Plan d'essai

L'objectif de la phase #2 est de caractériser la relation entre la force d'écoulement et le courant appliqué aux bobines jusqu'à 24 ampères. Les essais sont réalisés à basse vitesse (0.01 m/s) pour minimiser l'impact des efforts visqueux. Le courant est appliqué de manière continue sur toute la course de l'actionneur afin d'éviter les effets transitoires.

Résultats

La force d'écoulement maximale spécifiée est établie à 0.66 (tableau 4.1). La Figure 4.8 présente la force d'écoulement normalisée (F_τ/F_0) en fonction du courant appliqué. La valeur de 0.56 est atteinte lors des essais expérimentaux, alors que la spécification est de 0.66. Les essais n'ont pas pu dépasser 24 ampères puisqu'il y a un risque élevé de court-circuit des bobines.

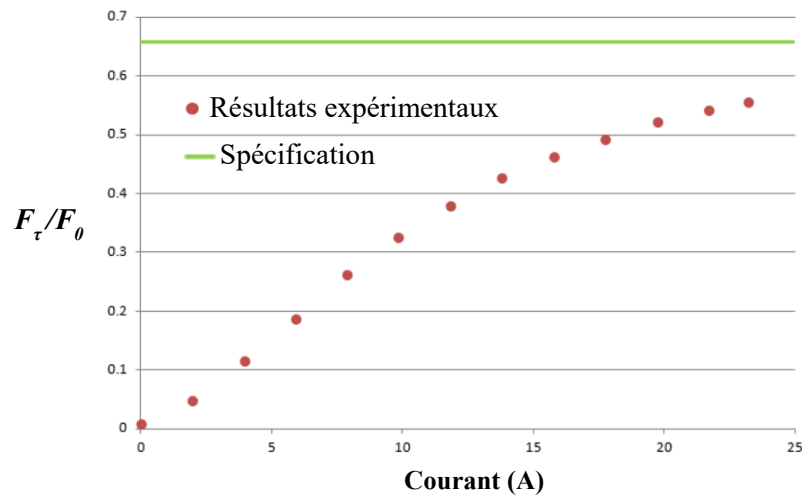


Figure 4.8 Résultats de la phase #2

Explication

Comme mentionné au deuxième paragraphe de la section 4.3 (p.31), l'écart de la valve a été augmenté pour diminuer les effets visqueux. Cette modification a pour conséquence de diminuer la force d'écoulement générée. Les résultats expérimentaux sont similaires aux prédictions du modèle en ajustant le modèle analytique aux nouvelles dimensions de valve (Figure 4.9).

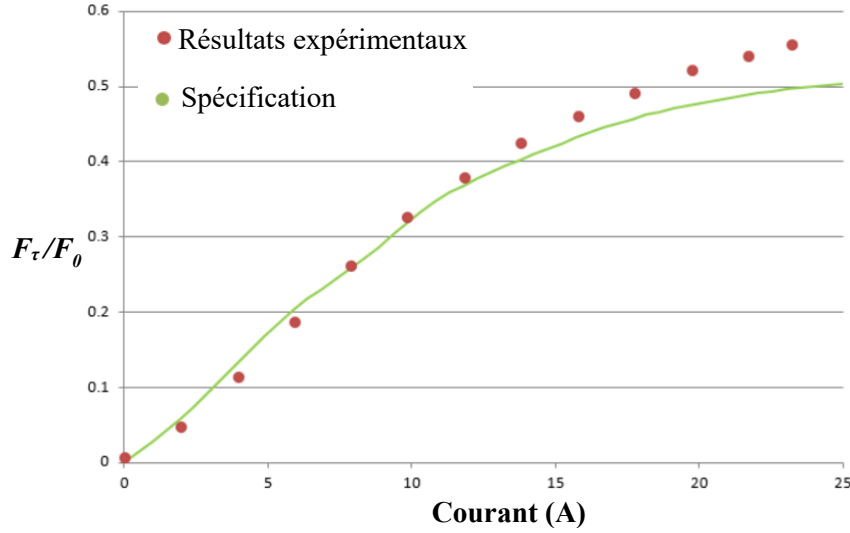


Figure 4.9 Modélisation de la relation force/courant

4.3.4 Phase #3 Oscillations sinusoïdales

Plan d'essai

L'objectif de la phase #3 est d'évaluer le comportement de l'amortisseur dans des conditions représentatives du *shimmy*. Le déplacement commandé est un sinus de 5 Hz, 10 Hz puis 15 Hz sur une course de 10 mm (amplitude de ± 5 mm). Pour chaque fréquence d'oscillation, plusieurs courants à intensité constante sont testés successivement.

Résultats

Les résultats anticipés sont une combinaison des deux phases précédentes, c'est-à-dire une combinaison de forces visqueuse et d'écoulement. Un ratio de perte de force (F_{Perte}) est évalué afin de comparer les résultats des différents essais. Le ratio (F_{Perte}) est défini comme la force expérimentale (F_{Exp}) sur la somme des forces visqueuse (F_{η}) et d'écoulement (F_{τ}) obtenues aux deux phases précédentes (Équation 4.3).

$$F_{Perte} = \frac{F_{Exp}}{F_{\eta} + F_{\tau}} \quad (4.3)$$

La Figure 4.10 présente tous les essais réalisés en termes de ratio de perte de force en fonction du courant appliqué pour des fréquences de 5, 10 et 15 Hz. Les résultats montrent que la perte

de force est grandement influencée par la fréquence d'oscillation en déplacement, mais varie peu en fonction du courant.

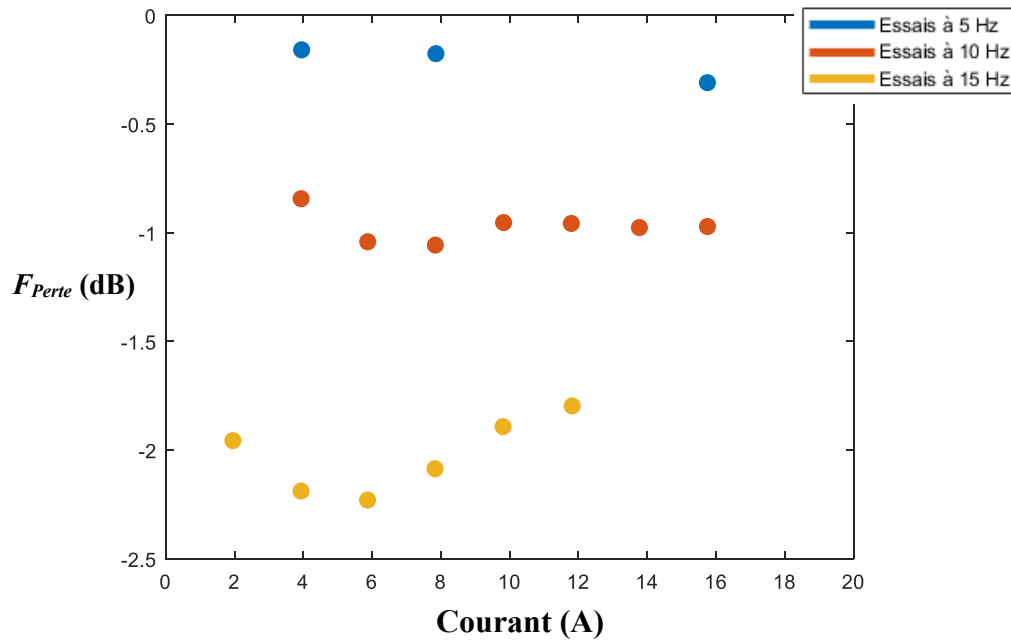


Figure 4.10 Ratio de perte de force en fonction du courant

Les résultats sont présentés graphiquement en fonction de la fréquence à la Figure 4.11. Une fonction théorique de premier ordre tracée par la courbe noire permet de modéliser le phénomène de perte de force.

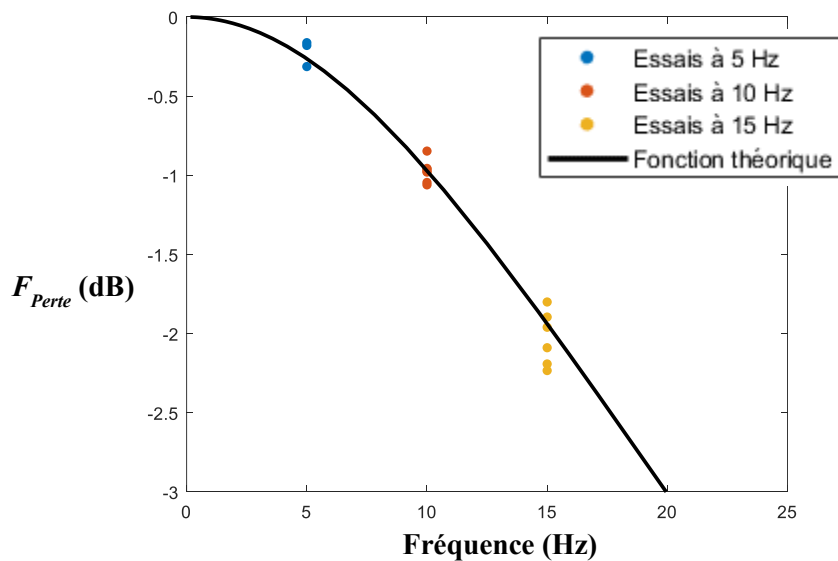


Figure 4.11 Ratio de perte de force en fonction de la fréquence

Cette fonction de premier ordre (Équation 4.4) est caractérisée par une fréquence de coupure à -3dB (f_{Cl}) de 20 Hz.

$$F_{Perte} = \frac{1}{s/2\pi f_{Cl} + 1} \quad (4.4)$$

Explication

Ces résultats sont possiblement causés par la zone de transition de non-magnétique à magnétique dans la valve MR. La thèse de Sherman [26] étudie ce phénomène en profondeur. Un écoulement de fluide MR passe d'un profil parabolique à un profil bouchon en passant d'une zone non-magnétisée à une zone exposée au champ magnétique (Figure 4.12). L'écoulement doit passer par une zone de transition avant d'atteindre un profil de bouchon complètement développé. En fonction de la vitesse de l'écoulement et de la géométrie de la valve, la zone transitoire peut s'étendre et causer une perte de force importante.

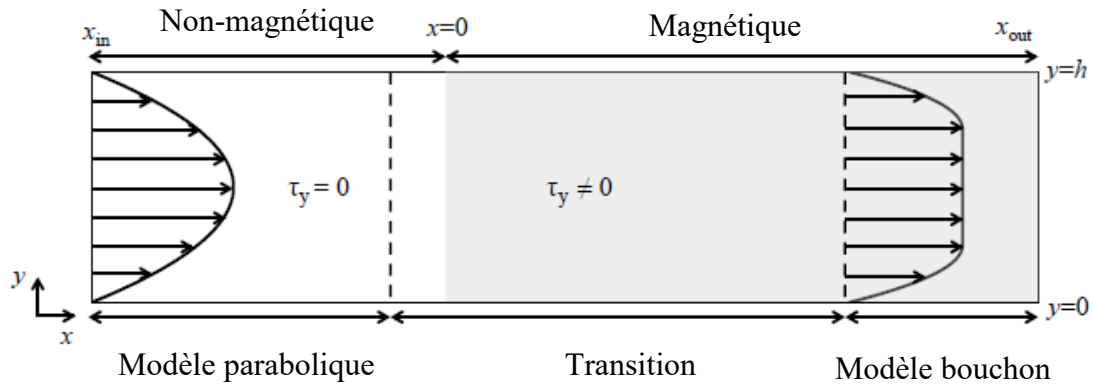


Figure 4.12 Zone de transition d'une valve MR [26]

Dans sa thèse, Sherman mentionne que le ratio de la longueur active par rapport au diamètre hydraulique de la valve est typiquement au-dessus de 5 afin de minimiser l'effet de la zone transitoire. L'amortisseur étudié dans ce projet comporte un ratio de 2.8.

Dans une conception future, il serait préférable d'augmenter le ratio de la longueur active par rapport au diamètre hydraulique de la valve afin de minimiser les pertes de force à haute fréquence de déplacement. Ainsi, la force générée lors d'un sinus en déplacement serait égale à la combinaison de la force visqueuse et d'écoulement, même à haute fréquence.

4.3.5 Phase #4 Caractérisation du temps de réponse

Plan d'essai

L'objectif de la phase #4 est de caractériser la réponse dynamique de l'amortisseur. Les essais sont réalisés à basse vitesse (0.02 m/s) pour minimiser les efforts visqueux. Une série de déplacement à vitesse constante est commandée. Différentes amplitudes de courant sont appliquées successivement (Figure 4.13). Un balayage fréquentiel en courant est réalisé à l'aide d'une fonction *chirp* ayant une fréquence variant linéairement de 0.5 à 50 Hz en 60 secondes.

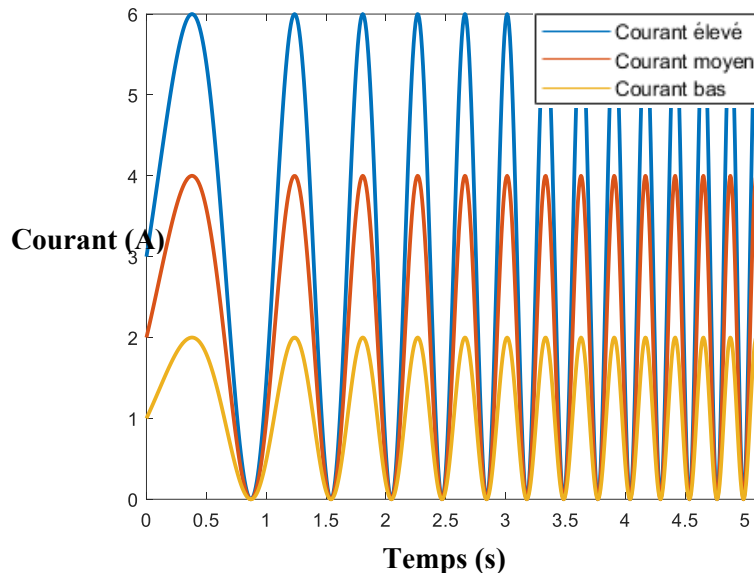


Figure 4.13 Exemple du courant suivant une fonction chirp

Résultats

La force d'écoulement (F_τ) générée par un courant sinusoïdal (i) est modélisée par une fonction de premier ordre (Équation 4.5). Une fréquence de coupure (f_{c2}) est obtenue lorsque la force d'écoulement généré par un courant atteint -3dB.

$$F_\tau = \frac{C_\tau}{s/2\pi f_{c2} + 1} i \quad (4.5)$$

La fréquence de coupure spécifiée est de 20 Hz (Tableau 4.1). Expérimentalement, la fréquence de coupure varie en fonction de la force d'écoulement visée (Figure 4.14). Ainsi, la fréquence de coupure chute à 12 Hz pour une force normalisée visée de 0.51.

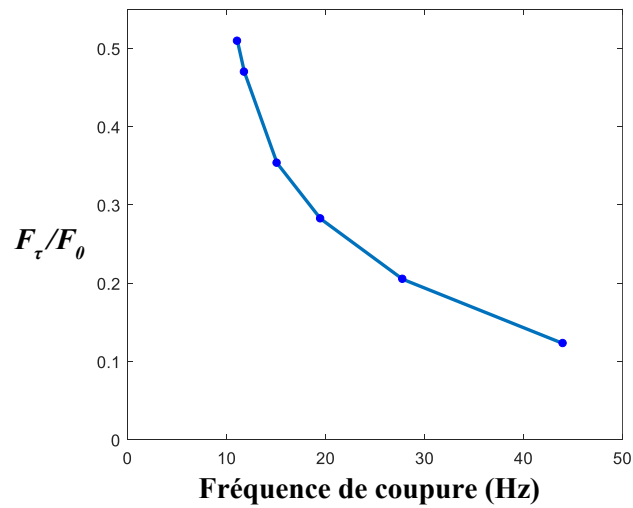


Figure 4.14 Résultats de la phase #4

Également, tous les résultats révèlent un délai pur d'environ 2 ms. Ce délai pur s'explique par le phénomène d'alignement des particules de fer contenues dans le fluide MR lorsque le fluide est soumis à un champ magnétique. Le délai est typiquement entre 1 et 5 ms selon la formulation du fluide MR [17].

Explication

La perte de force en fonction de la fréquence du courant est attribuée à la flexibilité du système. L'article de Koo [27] étudie l'effet de la flexibilité sur le temps de réponse d'un amortisseur MR. La flexibilité peut être due à la rigidité de la fixation, la rigidité de la structure de l'amortisseur ou la compressibilité du fluide. La flexibilité est modélisée comme un ressort de rigidité K agissant en série avec l'amortisseur (Figure 4.15).

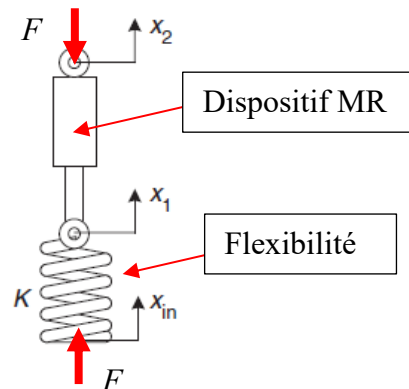


Figure 4.15 Schéma de la flexibilité du dispositif MR [27]

La vitesse V de la machine MTS étant connue et constante, le déplacement X entre x_{in} et x_2 au cours d'une période de temps donnée T peut être calculé par l'équation 4.6.

$$X = V * T \quad (4.6)$$

L'amortisseur MR se comportant comme le modèle Bingham présenté à la Figure 3.9, la force appliquée sur l'amortisseur doit être supérieure à la force d'écoulement commandée F_τ pour générer un déplacement entre x_1 et x_2 . Par conséquent, à faible force appliquée, le déplacement entre x_1 et x_2 est nul. La force F traversant le système dépendant seulement du ressort (équation 4.7).

$$F = K * X \quad (4.7)$$

En substituant X par l'équation 4.6, le modèle avec flexibilité est défini par l'équation 4.8

$$F = K * V * T \quad (4.8)$$

Les données expérimentales de la Figure 4.16 sont coupées par une pente linéaire. La flexibilité K est évaluée sur une période T_l pour une force F et une vitesse V connues.

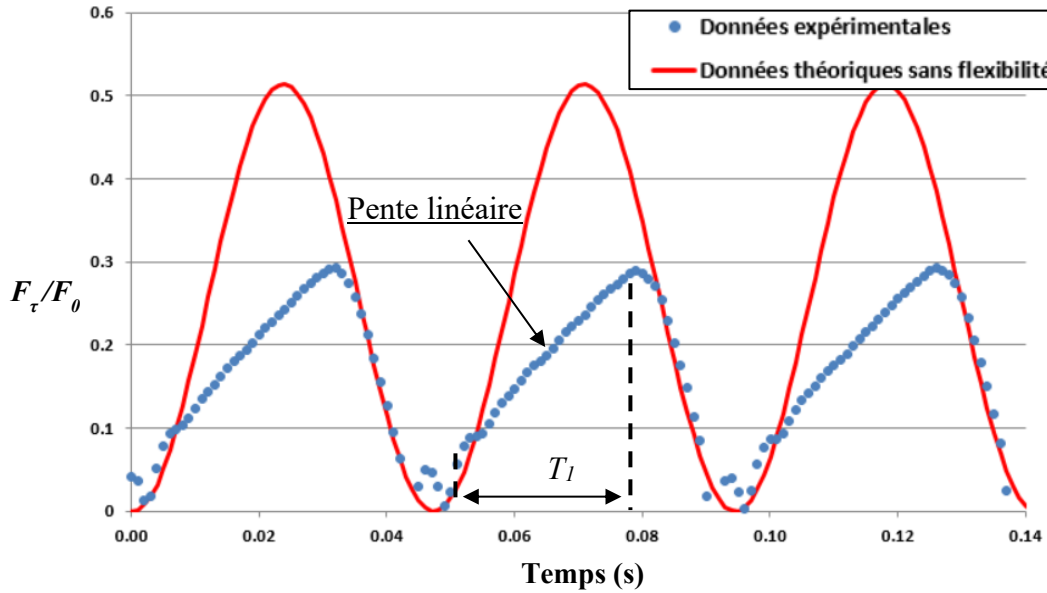


Figure 4.16 Exemple d'essai de caractérisation du temps de réponse (essai à une amplitude de courant de 0 à 16 A et à une fréquence de 20 Hz)

Chaque fréquence de coupure est convertie en période T en évaluant l'inverse de la fréquence en Hertz afin de valider que le modèle avec flexibilité et la rigidité K évaluée concordent avec les résultats expérimentaux de la Figure 4.14. Étant donné que la vitesse V et la rigidité K sont connues, les équations 4.3 et 4.4 permettent de déterminer la force théoriquement atteinte par

le ressort dans le modèle avec flexibilité pour chaque fréquence de coupure. En appliquant la vitesse connue V de 0.02 m/s et une rigidité K connue, le modèle avec flexibilité concorde également avec les résultats expérimentaux (Figure 4.17).

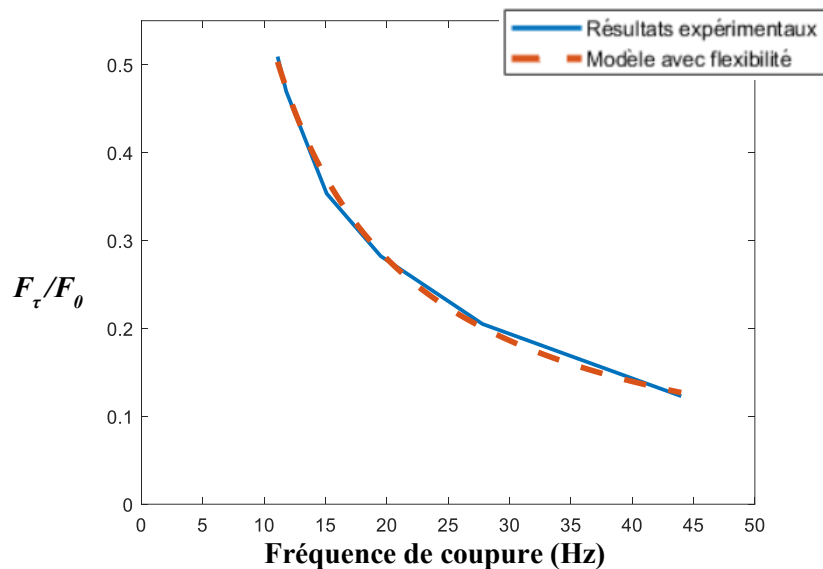


Figure 4.17 Graphique de corrélation du modèle avec flexibilité

En bref, les résultats montrent qu'il est fortement plausible que les essais de la phase #4 soient biaisés par une flexibilité indésirable. Cette flexibilité est probablement due au manque de rigidité du montage lors des essais sur la MTS. La fréquence de coupure à une force normalisée de 0.51 est donc probablement plus élevée que 12 Hz. Pour rester conservateur, la fréquence de coupure utilisée dans l'analyse finale est de 12 Hz alors que le modèle analytique anticipait 20 Hz.

Pour éviter ce phénomène à l'avenir, l'assemblage expérimental devra être rigidifié ou la vitesse d'avance V de la MTS devra être augmentée lors des essais. Il pourrait également être pertinent d'utiliser une flexibilité plus proche de la réalité pour prendre en compte cet effet lors de la mise en place d'un amortisseur MR sur un vrai train d'atterrissage.

4.4 Résultats finaux

Le tableau 4.2 compare les spécifications de conception définies de la section 4.1 par rapport aux résultats expérimentaux.

Tableau 4.2 Comparaison des spécifications de conception par rapport aux résultats

Nom	Spécification de conception	Résultat expérimental
Amortissement visqueux	$V \cdot 0.44 \text{ s/m}$	$V^2 \cdot 1.01 \text{ s}^2/\text{m}^2 + V \cdot 0.44 \text{ s/m}$
Force d'écoulement maximale	0.66	0.51
Réponse dynamique	20 Hz	12 Hz

Une simulation calibrée sur les résultats expérimentaux est effectuée pour étudier la performance en stabilité du système proposé. L'étude est effectuée sur toute l'enveloppe d'utilisation de 10 à 90 m/s. Les gains du contrôleur sont diminués puisque la force d'écoulement et les performances dynamiques réelles de l'actionneur sont inférieures aux valeurs initiales. Les résultats sont présentés à la Figure 4.18, l'indice de stabilité est supérieur au modèle initial de la section 3.4.3 (p.27). Tout de même, le critère de stabilité de 25 % n'est pas franchi ce qui en fait une solution viable.

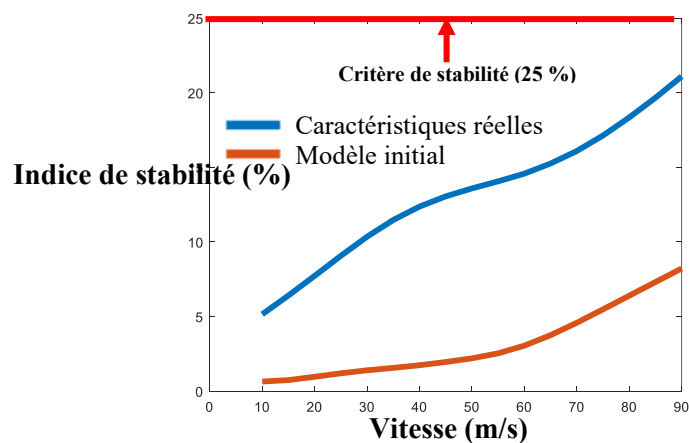


Figure 4.18 Graphique de stabilité des résultats finaux

CHAPITRE 5

CONCLUSION

Ce projet a étudié la faisabilité d'une solution semi-active-MR pour résoudre le problème de *shimmy* d'un train d'atterrissage d'avion. Un état de l'art a tout d'abord exposé les différentes méthodes de contrôle du *shimmy*, les technologies MR connues, les brevets et documents scientifiques se penchant sur le contrôle du *shimmy* par des dispositifs MR. Le dispositif *anti-shimmy* passif utilisé par le partenaire Héroux-Devtek est évalué et les résultats démontrent qu'il n'est pas possible de stabiliser le LG sur toute la plage de vitesse tout en respectant les exigences fonctionnelles du système de direction. Les travaux passés de Patrick Chouinard et certaines considérations pratiques ont débouché vers le choix d'une architecture en série d'un amortisseur *bifold* MR.

Un modèle dynamique analytique du *shimmy* concordant au modèle multi-corps Adams de HD permet d'évaluer les performances d'un contrôleur et de générer des exigences de conception du *bifold*. Un contrôle de retour d'état permet de respecter le critère de stabilité de 25 % d'atténuation en 3 cycles. L'amortisseur est ensuite conçu et fabriqué de façon à respecter les exigences de conception. Les dimensions importantes retenues sont une longueur de valve, et un écart de valve pour un diamètre de piston donné. Cette configuration d'amortisseur génère expérimentalement un amortissement quadratique supérieur aux exigences, et une force d'écoulement maximale légèrement inférieure à ce qui avait été calculé. La réponse dynamique est suffisante pour effectuer un contrôle du *shimmy*. Ces résultats sont intégrés à la simulation pour en évaluer la performance. Bien que la stabilité soit inférieure aux prédictions initiales, le critère de stabilité de 25 % est respecté sur toute la plage de vitesse. Un amortisseur semi-actif MR serait donc une solution viable au problème de *shimmy* du LG proposé par HD.

Contributions originales

Ce projet propose pour une première fois :

- La réalisation d'un modèle analytique non-linéaire du *shimmy* constitué de 9 degrés de liberté jumelé à un contrôle semi-actif. Le modèle dynamique est inspiré de Besselink [4], mais jamais dans la littérature scientifique un contrôle semi-actif n'a été tenté sur un modèle aussi complet ;
- La fabrication et la caractérisation d'un amortisseur *bifold* MR destiné au contrôle semi-actif du phénomène de *shimmy* d'un train d'atterrissage d'avion. Plusieurs amortisseurs MR ont été conçus et testés pour des applications automobiles [28] nécessitant environ 1 kN ou des applications de contrôle de séisme [29] nécessitant environ 120 kN. À notre connaissance, aucune littérature n'a été produite concernant des forces proches de celles de l'application.

Perspective de recherche

- Un contrôle de retour d'état sur la vitesse de rotation du bas du LG (ψ) s'est avéré offrir une amélioration significative de la stabilité. Cependant, cet état n'est pas disponible actuellement sur le LG. Ainsi, il serait pertinent d'évaluer la faisabilité d'ajouter des capteurs tels que des gyroscopes et accéléromètres ;
- Une nouvelle conception de l'amortisseur *bifold* permettrait l'ajout des coins arrondis dans la valve MR pour atténuer la portion quadratique de l'amortissement et l'augmentation du ratio de la longueur active sur le diamètre hydraulique afin de diminuer la zone transitoire et augmenter la force d'écoulement à haute fréquence d'oscillation;
- Une flexibilité indésirable réduit la réponse dynamique de l'amortisseur. Ainsi, réduire ou éliminer cette flexibilité et effectuer de nouveau cette phase d'essais permettrait de mieux connaître le potentiel de l'amortisseur *bifold* MR.

L'utilisation de matériau tel que le fer-silicium comme bâti magnétique pourrait également être une avenue à considérer pour augmenter la réponse dynamique;

- Le phénomène de *shimmy* est difficilement modélisable, et bien que le modèle analytique soit exhaustif, il serait pertinent de mener des essais concrets sur un train

d'atterrissage d'avion. En ce sens, une nouvelle conception devrait prendre en compte le poids et l'envergure du dispositif en plus de son implémentation au LG.

Annexe A Calculs de l'amortissement passif

L'objectif de cette section est de calculer l'amortissement du système de direction actuel en fonction du requis de vitesse angulaire. Les valeurs utiles sont exposées dans le Tableau A.1.

Tableau A.1 Valeurs utiles aux calculs d'amortissement

Description	Symbole	Unités
Requis de vitesse angulaire sans charge	$\dot{\psi}_F$	deg/s
Perte en friction du LG	$T_{friction}$	N.m
Débit de la servovalve	Q_1	L/min
Surface cylindre hydraulique	S	m ²
Bras de levier	L	mm
Densité de l'huile (MIL-PRF-5606)	ρ	kg/m ³
Coefficient de décharge dynamique	C_d	-

Le débit total de la servovalve (Q_1) se divise entre le cylindre hydraulique (Q_2) et l'orifice de restriction (Q_3).

$$Q_1 = Q_2 + Q_3$$

Le cylindre entraîne la rotation du LG et le débit y étant acheminé (Q_2) doit respecter le requis de vitesse angulaire ($\dot{\psi}$).

$$Q_2 = \dot{\psi}LS$$

La différence de pression entre les deux cylindres hydrauliques (ΔP) est calculée en fonction des pertes de friction du LG ($T_{friction}$).

$$\Delta P = \frac{T_{friction}}{LS}$$

Ainsi, la surface de l'orifice de restriction (S_{cri}) peut être calculée.

$$Q_3 = S_{cri}C_d \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$$

Finalement, le coefficient d'amortissement quadratique est calculé comme suit.

$$C_q = \frac{S^3 \rho}{2S_{cri}^2 C_d^2}$$

Annexe B Modèle dynamique

Cette annexe présente en détail l'élaboration du modèle dynamique. L'objectif ici est de formuler un modèle analytique correspondant fidèlement au modèle MSC Adams du partenaire HD. La méthode suivie pour analyser la dynamique provient du cours de dynamique avancée [23].

B.1 Stratégie et hypothèses

Puisqu'ils ont une dynamique lente comparée au *shimmy*, les dynamiques de l'avion et du système de direction sont négligées. La rigidité et l'inertie de la structure sont modélisées par une réduction de Guyan [30] de 8 DDLs.

B.2 Référentiels

Les systèmes de référence et les corps rigides sont définis à la Figure B.1. *SA* représente la suspension verticale principale et *SD* représente l'amortisseur *anti-shimmy*. Les lignes bleues illustrent les parties flexibles du LG et la ligne verte, l'axe des roues où les différentes forces agissent. Le LG est attaché à l'avion au point B_o .

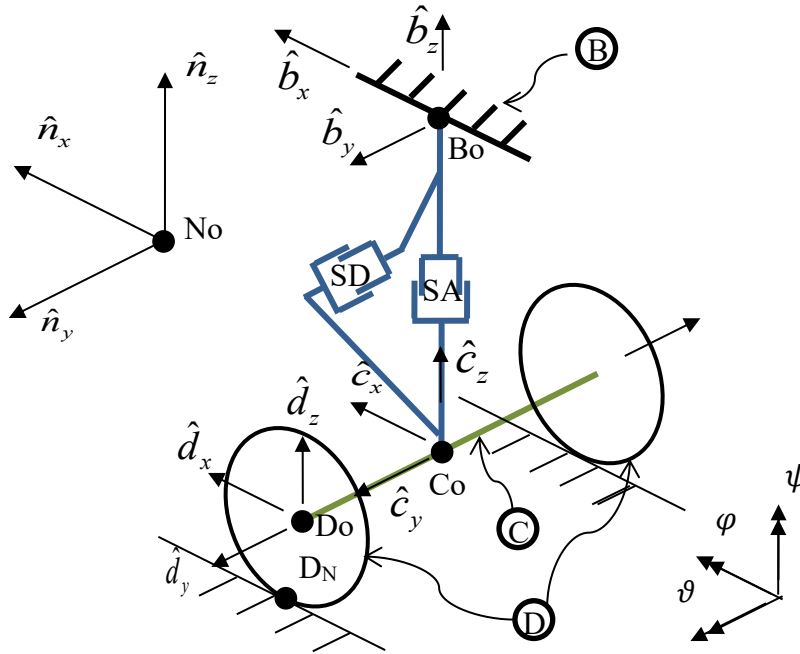


Figure B.1 Corps rigides et référentiels

Par la suite, le Tableau B.1 définit les référentiels utilisés pour créer le modèle.

Tableau B.1 Identification des référentiels

Symbole	Type	Représentation	Orientation
N	Référentiel newtonien	-	-
B	Référentiel rigide	Base de l'avion	Même que N
C	Corps rigide	Axe de rotation des roues	$\angle(\hat{b}_x, \hat{c}_x) = \psi$ sens \hat{b}_z $\angle(\hat{b}_y, \hat{c}_y) = \varphi$ sens \hat{b}_x $\angle(\hat{b}_z, \hat{c}_z) = \vartheta$ sens \hat{b}_y
D	Corps rigide	Roue du LG	$\hat{c}_y = \hat{d}_y$

Ensuite, la Figure B.2 donne un exemple de l'orientation entre deux référentiels pour l'angle ψ .

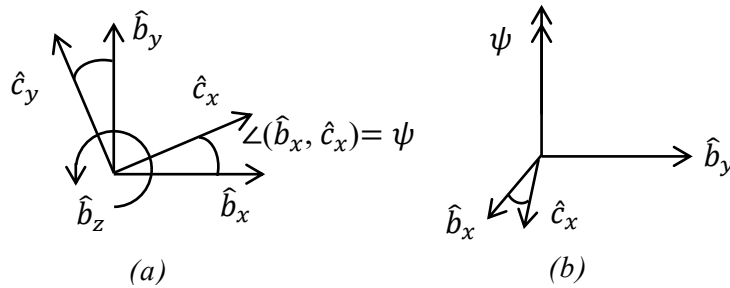


Figure B.2 Exemple d'orientation avec ψ vue de dessus (a) et vue isométrique (b)

Finalement, le Tableau B.2 définit les points utilisés pour créer le modèle.

Tableau B.2 Identification des points du système

Symbole	Attaché au référentiel	Représentation
No	N	Point arbitraire
Bo	B	Dessus du LG
Co	C	Bas du LG
Do	D	Centre de la roue
D_N	D	Point de contact entre la roue et le sol

B.3 Variables et constantes

Pour décrire le mouvement du bas du LG par rapport à l'avion, six DDLs sont définis, soit u_x , u_y , u_z en translation et ψ , φ , ϑ en rotation. La déformation du pneu est quant à elle définie par la variable d'angle de glissement α . Les déplacements de l'amortissement vertical et de l'amortisseur *anti-shimmy* sont décrits respectivement par q_S et q_D . Toutes les constantes et variables sont définies au Tableau B.3 et représentées à la Figure B.3.

Tableau B.3 Définition des constantes et variables

Quantité	Symbole	Valeur
Train d'atterrissage		
Déplacement \hat{b}_x de C_0 par rapport à B_0	u_x	Variable
Déplacement \hat{b}_y de C_0 par rapport à B_0	u_y	Variable
Déplacement \hat{b}_z de C_0 par rapport à B_0	u_z	Variable
Angle entre \hat{b}_x et \hat{c}_x (sens \hat{b}_z)	ψ	Variable
Angle entre \hat{b}_y et \hat{c}_y (sens \hat{b}_x)	φ	Variable
Angle entre \hat{b}_z et \hat{c}_z (sens \hat{b}_y)	ϑ	Variable
$-\hat{b}_x$ vitesse de B_0 par rapport à N_0	V	Constante
$-\hat{b}_x$ vitesse de B_0 par rapport à N_0	L	Constante
Distance entre C_0 et D_0	F_T	Constante
Poids équivalent aux deux pneus		
Pneu et roue		
Angle de glissement des deux roues (sens $-\hat{b}_z$)	α	Variable
Vitesse angulaire des deux roues (sens \hat{c}_y)	ω	Constante
Moment d'inertie d'une roue (sens \hat{c}_y)	I_p	Constante
Rayon du pneu	R	Constante
Rayon de roulement effectif	R_e	Constante
Variation de l'angle de roulement effectif	ΔR_e	Constante
Rigidité verticale du pneu	k_R	Constante
Rigidité de dérive	$c_{f\alpha}$	Constante
Trace pneumatique du pneu	t_p	Constante
Moitié de la longueur de contact du pneu	a	Constante
Longueur de relaxation	σ	Constante
Amortisseur vertical et amortisseur <i>anti-shimmy</i>		
Déplacement de l'amortisseur vertical en \hat{b}_z	q_S	Variable
Déplacement de l'amortisseur <i>anti-shimmy</i> en \hat{b}_y	q_D	Variable
Rigidité de l'amortisseur vertical	k_S	Constante
Rigidité de l'amortisseur <i>anti-shimmy</i>	k_D	Constante
Amortissement de l'amortisseur vertical	c_S	Constante
Amortissement de l'amortisseur <i>anti-shimmy</i>	c_D	Constante

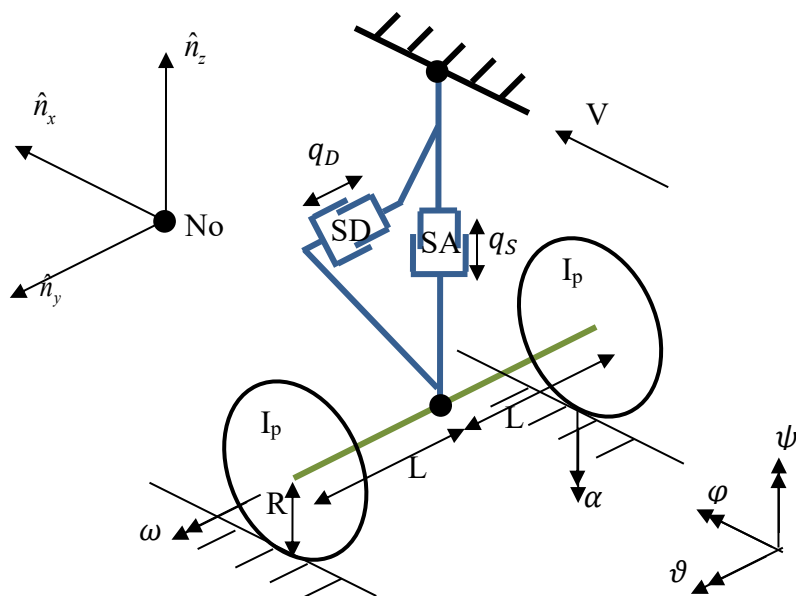


Figure B.3 Représentation des paramètres clés

B.4 Modèle matriciel

Puisque le modèle est lourd et complexe, celui-ci est construit de façon vectorielle et matricielle en suivant la méthode de Besselink [4]. Sous forme linéaire, le système est organisé comme suit :

$$\dot{X} = A.X$$

Où X est le vecteur de variable, \dot{X} la dérivée de X et A la matrice des constantes. Cette formule se développe comme suit :

$$\begin{Bmatrix} \ddot{u} \\ \dot{u} \\ \dot{\alpha} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -M^{-1}C & -M^{-1}K & M^{-1}F \\ I & 0 & 0 \\ W_v & W_p & -\frac{v}{\sigma} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{u} \\ u \\ \alpha \end{Bmatrix}$$

Où

- $u = \{u_x \ u_y \ u_z \ \varphi \ \vartheta \ \psi \ q_s \ q_D\}^T$
- M : la matrice de masse (8x8)
- C : la matrice d'amortissement (8x8)
- K : la matrice de rigidité (8x8)
- F : la matrice de force au pneu (8x1)
- W_v et W_p : la matrice de déformation du pneu (1x8)

La composition de chacune des sous-matrices ci-haut est le résultat d'une combinaison de plusieurs phénomènes dynamiques. Les sections suivantes décortiquent chaque force affectant le LG lors du *shimmy*.

B.5 Structure

La flexibilité de la structure du LG est modélisée à l'aide d'une réduction de Guyan des pièces flexibles. Ainsi, cette méthode génère les matrices 8x8 de masse M_{FEM} et de rigidité K_{FEM} de la structure.

De façon conservative, le ratio d'amortissement (ζ) est réglé à 2% comme proposé par le Besselink. [4].

$$0,02 \ \zeta = \frac{C_{FEM}}{2\sqrt{M_{FEM}K_{FEM}}}$$

B.6 L'amortisseur vertical et *anti-shimmy*

Les forces agissant sur le LG par l'amortisseur vertical et *anti-shimmy* sont illustrées à la Figure B.4.

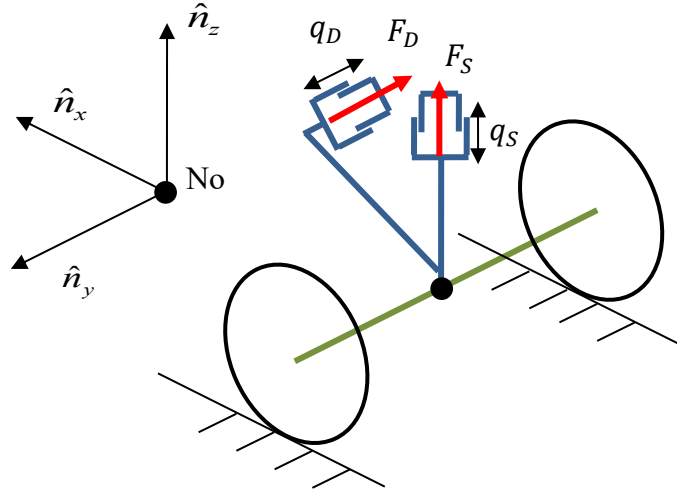


Figure B.4 Points d'application des forces de l'amortisseur vertical et anti-shimmy
Ces deux forces se composent d'une rigidité et d'un amortissement.

$$F_S = -k_S q_S - c_S \dot{q}_S$$

$$F_D = -k_D q_D - c_D \dot{q}_D$$

Par conséquent, les matrices diagonales de rigidité et amortissement sont comme suit :

$$K_1 = \text{diag}[0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ -k_S - k_D]$$

$$C_1 = \text{diag}[0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ -c_S - c_D]$$

B.7 Forces normales

Puisque le LG doit supporter la masse de l'avion, des forces de réaction F_T provenant du sol sont ajoutées au modèle (Figure B.5).

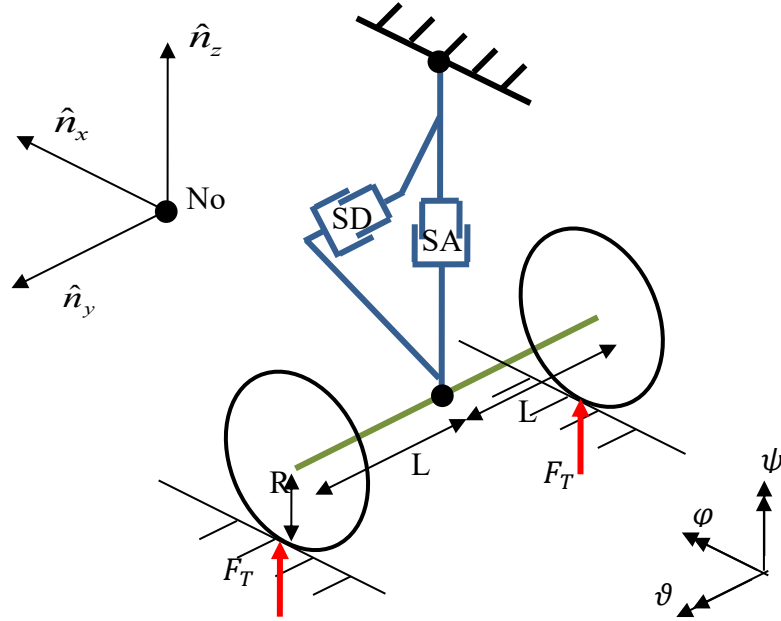


Figure B.5 Forces de réaction au sol

Ces forces induisent deux moments sur l'axe de la roue dépendant de l'angle φ :

$$M_{\varphi 1} = F_T L \cos(\varphi) + F_T R \sin(\varphi) - F_T L \cos(\varphi) + F_T R \sin(\varphi)$$

Puisque l'angle φ reste près de 0° , celui-ci est assumé un petit angle et les équations sont linéarisés comme suit :

$$\cos(\varphi) = 1$$

$$\sin(\varphi) = \varphi$$

Ainsi,

$$M_{\varphi 1} = 2F_T R \varphi$$

La matrice de rigidité K_2 est alors :

$$K_2 = \text{diag}[0 \ 0 \ 0 \ 2F_T R \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

B.8 Rigidité verticale du pneu

La rigidité verticale du pneu est modélisée par un ressort entre le sol et l'axe de la roue (Figure B.6). Les déformations μ_L et μ_R sont obtenues comme suit :

$$\mu_L = L \sin(\varphi) + u_Z$$

$$\mu_R = -L \sin(\varphi) + u_Z$$

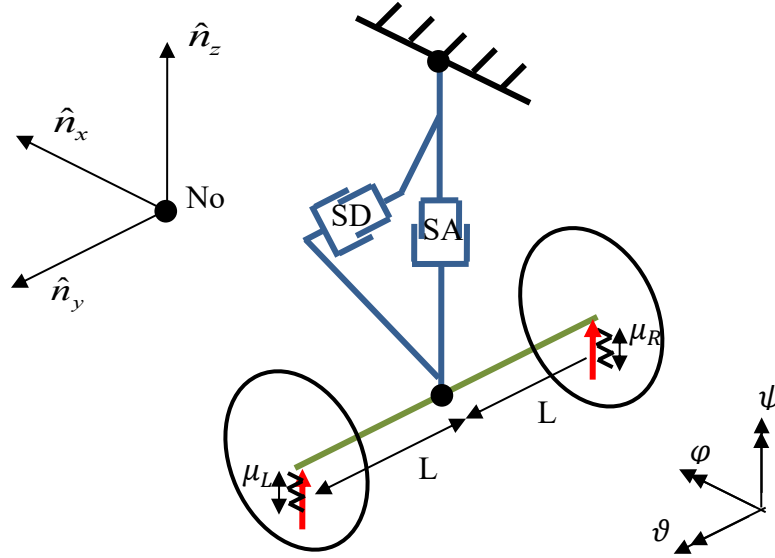


Figure B.6 Force verticale du pneu

Ces déformations mènent à des forces et moments résultants sur l'axe de la roue.

$$F_{Z3} = -k_R(\mu_L + \mu_R)$$

$$M_{\varphi 3} = -Lk_R\mu_L + Lk_R\mu_R$$

Puisque l'angle φ reste près de 0° , celui-ci est assumé comme un petit angle.

$$F_{Z3} = -2k_R u_Z$$

$$M_{\varphi 3} = -2L^2 k_R \varphi$$

Par conséquent, la matrice diagonale de rigidité K_3 est :

$$K_3 = \text{Diag}[0 \ 0 \ -2k_R \ -2L^2 k_R \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

B.9 Force de roulement

L'hypothèse posée est que la roue est en roulement au sol et qu'il n'y a pas de glissement, c'est-à-dire que vitesse du point de contact de la roue et du sol (D_N) dans le référentiel newtonien (N) est nulle :

$${}^{N \rightarrow D_N} \mathbf{v} = 0$$

Par conséquent, les forces provenant du sol F_G sont transmises à la roue, ce qui génère les forces F_L et F_R à l'axe de roulement (Figure B.7).

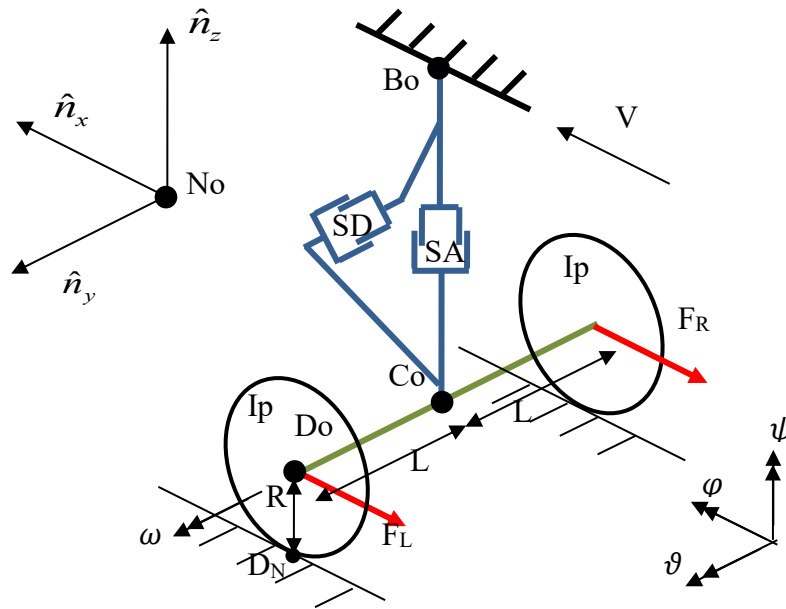


Figure B.7 Force de roulement induite par le sol

Ces forces mènent à une force et un moment sur l'axe de roulement.

$$F_{x4} = -(F_L + F_R)$$

$$M_{\psi 4} = L(F_L - F_R)$$

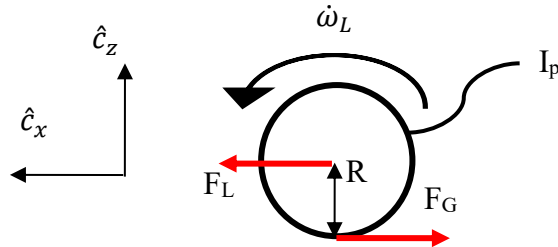


Figure B.8 DCL de la roue gauche (Comportement symétrique pour la roue droite)

Utilisant un DCL de la roue comme illustré à la Figure B.8, F_L et F_R sont obtenus :

$$F_L = \frac{I_p \dot{\omega}_L}{R_e} \quad F_R = \frac{I_p \dot{\omega}_R}{R_e}$$

Vitesse angulaire des roues

La méthode de résolution suivante est basée sur l'ouvrage de dynamique avancée [23].

La vitesse du point de contact avec le sol est décrite comme suit :

$${}^{N \rightarrow D_N} \mathbf{v} = {}^{N \rightarrow C_o} \mathbf{v} + {}^{N \rightarrow C} \boldsymbol{\omega} \times {}^{\rightarrow Do/Co} \mathbf{r} + {}^{N \rightarrow D} \boldsymbol{\omega} \times {}^{\rightarrow D_N/Do} \mathbf{r}$$

La vitesse de C_o dans le référentiel N est connue comme :

$${}^{N \rightarrow C_o} \mathbf{v} = v \hat{\mathbf{c}}_x + i \cdot \quad \cdot \quad \cdot$$

La vitesse angulaire de la roue (${}^{N \rightarrow C} \boldsymbol{\omega}$) et celle de l'axe de rotation de la roue (${}^{N \rightarrow D} \boldsymbol{\omega}$) sont :

$${}^{N \rightarrow C} \boldsymbol{\omega} = \zeta \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad {}^{N \rightarrow D} \boldsymbol{\omega} = \zeta \cdot \quad \cdot \quad \cdot$$

Les produits vectoriels sont ensuite calculés :

$${}^{N \rightarrow C} \boldsymbol{\omega} \times {}^{\rightarrow Do/Co} \mathbf{r} = \begin{vmatrix} \hat{\mathbf{c}}_x & \hat{\mathbf{c}}_y & \hat{\mathbf{c}}_z \\ \zeta \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & L & 0 \end{vmatrix} \quad \cdot \quad \cdot$$

$${}^{N \rightarrow D} \boldsymbol{\omega} \times {}^{\rightarrow D_N/Do} \mathbf{r} = \begin{vmatrix} \hat{\mathbf{c}}_x & \hat{\mathbf{c}}_y & \hat{\mathbf{c}}_z \\ \zeta \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & -R_e \end{vmatrix} \quad \cdot \quad \cdot$$

Pour extraire la vitesse angulaire de la roue, un produit vectoriel est fait :

$$({}^{N \rightarrow D_N} \mathbf{v})_{\circ}$$

Ceci donne ainsi la vitesse angulaire des roues droites et gauches :

$$\omega_L = \frac{i \cdot}{R_e} \quad \omega_R = \frac{i \cdot}{R_e}$$

Accélération angulaire des roues

La vitesse angulaire de la section précédente est utilisée pour obtenir l'accélération par dérivation :

$$\dot{\omega}_e = \frac{1}{R_e} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{bmatrix} \quad \ddot{\omega}_e = \frac{1}{R_e} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix}$$

Puisque le rayon effectif dépend du temps, les relations suivantes sont utilisées.

$$\dot{R}_e = \frac{1}{R_e} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{bmatrix} \quad \ddot{R}_e = \frac{1}{R_e} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix}$$

Les matrices de masse et amortissements équivalentes

Finalement, il est maintenant possible de développer les expressions F_{x4} et $M_{\psi4}$ initialement posées.

$$F_{x4} = \frac{2I_p}{R_e^3} \begin{bmatrix} -v\Delta R_e \dot{\omega}_e \\ \ddots \\ \ddots \end{bmatrix}$$

$$M_{\psi4} = \frac{2I_p L}{R_e^3} \begin{bmatrix} L R_e \ddot{\omega}_e \\ \ddots \\ \ddots \end{bmatrix}$$

Les DDLs dérivés sont d'une amplitude très petite. Par conséquent, ils ont une influence négligeable lorsqu'ils sont multipliés ensemble. Ainsi, pour linéariser, $\dot{\phi}\dot{\psi}$, $\dot{u}_x\dot{u}_z$, $\dot{\psi}\dot{u}_z$ et $\dot{u}_x\dot{\phi}$ sont évalués à zéro.

$$F_{x4} = -\frac{2I_p v \Delta R_e}{R_e^3} \dot{\omega}_e \quad \ddot{\omega}_e$$

$$M_{\psi4} = \frac{2I_p L^2}{R_e^2} \ddot{\omega}_e \quad \ddot{\omega}_e$$

Par conséquent, les matrices de masse et d'amortissement équivalentes M_4 et C_4 sont :

$$M_4 = \text{diag} \left[\frac{2I_p}{R_e^2} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad \frac{2L^2 I_p}{R_e^2} \quad 0 \quad 0 \right]$$

$$C_4 = \frac{2I_p v \Delta R_e}{R_e^3} \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & & & \\ & 0 & 0 & & & \\ & & 0 & & & \\ & & & 0 & & \\ & & & 0 & 0 & \\ & & & L^2 & 0 & 0 \\ & & & & & 0 \\ & & & & & & 0 \end{bmatrix}$$

B.10 Forces gyroscopiques

L'effet gyroscopique dû à la rotation des roues peut avoir un impact significatif sur l'oscillation à haute vitesse (Figure B.9).

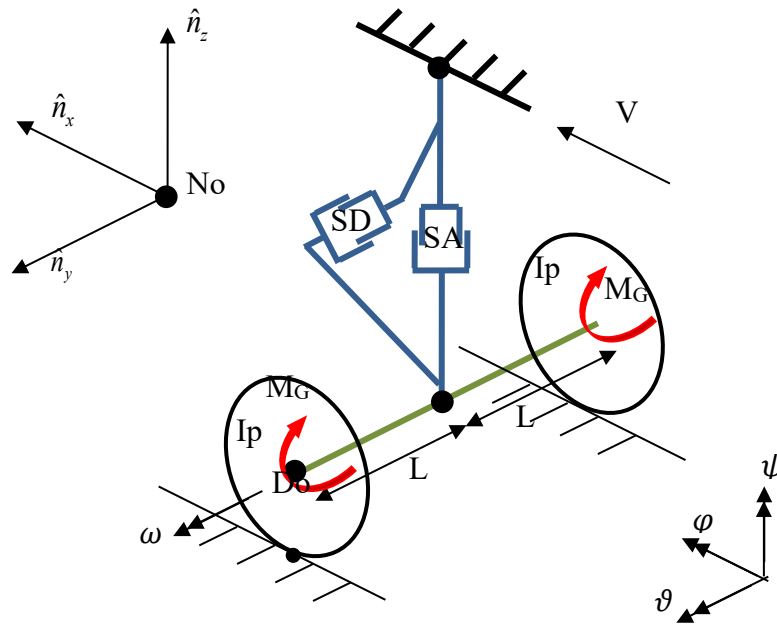


Figure B.9 Forces gyroscopiques

Le moment effectif induit par l'effet gyroscopique est connu comme :

$$M_G^{N \rightarrow D} = \omega^{N \rightarrow D} \times (I_p \hat{c}_y \hat{c}_y^{\circ N \rightarrow D})$$

$$M_G^{N \rightarrow D} = \begin{vmatrix} \hat{c}_x & \hat{c}_v & \hat{c}_z \\ \dot{\zeta} & & \\ 0 & I_p \omega & 0 \end{vmatrix}$$

$$M_G^{N \rightarrow D} = -\omega \dot{\psi}$$

Après simplification et en considérant l'action des deux roues :

$$M_{\dot{\psi}} = 2\omega I_p \dot{\psi} \quad M_{\dot{\psi}} = -\omega I_p \dot{\psi}$$

Par conséquent, la matrice d'amortissement équivalente C_5 est :

$$C_5 = \begin{bmatrix} 0 & & & & & \\ & 0 & & & & \\ & & 0 & & & \\ & & & 0 & 0 & -2\omega I_p \\ & & & 0 & 0 & 0 \\ & & & 2\omega I_p & 0 & 0 \\ & & & & & 0 \\ & & & & & & 0 \end{bmatrix}$$

B.11 Forces de dérive

Lorsque le LG tourne, l'angle de glissement α est créé. Cet angle génère la force de dérive F_c appliquée à l'axe de la roue (Figure B.10).

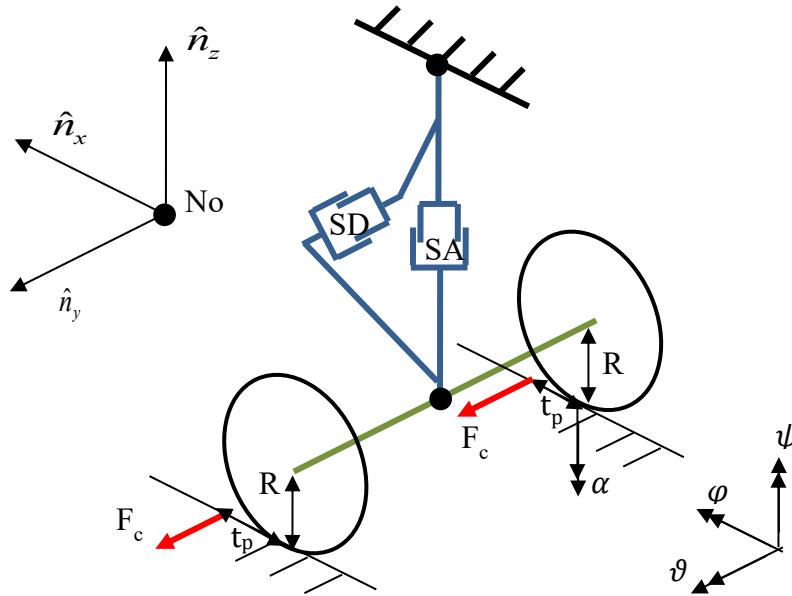


Figure B.10 Force de dérive

Où :

$$F_C = C_{f\alpha}\alpha$$

Ces deux forces de dérive engendrent une force et deux moments sur l'axe de la roue lequel dépend de l'angle α :

$$F_{y6} = 2C_{f\alpha}\alpha$$

$$M_{\phi6} = 2RC_{f\alpha}\alpha$$

$$M_{\psi6} = 2t_p C_{f\alpha}\alpha$$

Ainsi, le vecteur force F (8x1) est :

$$F = [0 \ 2C_{f\alpha} \ 0 \ 2RC_{f\alpha} \ 0 \ 2C_{f\alpha}t_p \ 0 \ 0]^T$$

B.12 La contrainte d'angle de glissement

Selon la théorie *straight tangent* de pneu [4], la contrainte qui relie α aux autres DDLs est connue comme :

$$\sigma \dot{\alpha} + V\alpha = V\psi - a\dot{\psi} - \dot{y}_c$$

Cette dernière équation est représentée par la Figure B.11.

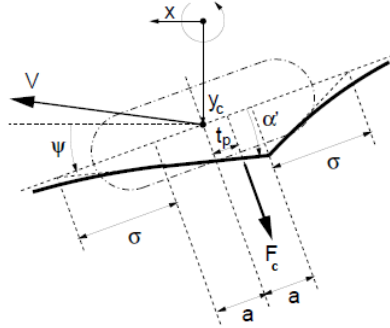


Figure B.11 Modèle «straight tangent» (vue du haut)

Où \dot{y}_c est la vitesse latérale du centre de la roue Do, par conséquent pour ce modèle :

$$\dot{y}_c = R\dot{\phi} + \dot{u}_y$$

Après réarrangement :

$$\dot{\alpha} = -\frac{V}{\sigma}\alpha + \frac{V}{\sigma}\psi - \frac{a}{\sigma}\dot{\psi} - \frac{R}{\sigma}\dot{\phi} - \frac{1}{\sigma}\dot{u}_y$$

Cette dernière équation est utilisée pour compléter la dernière ligne du modèle représentation d'état présenté par l'encadré rouge à la Figure B.12.

$$\begin{pmatrix} \ddot{u} \\ \dot{\alpha} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} -M^{-1}C & -M^{-1}K & M^{-1}F \\ W_v & W_p & -\frac{V}{\sigma} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{u} \\ u \\ \alpha \end{pmatrix}$$

Figure B.12 Angle de glissement dans la représentation d'état

Ainsi, les matrices W_v et W_p sont :

$$W_v = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{\sigma} & 0 & -\frac{R}{\sigma} & 0 & -\frac{a}{\sigma} & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$W_p = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{V}{\sigma} & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

B.13 Assemblage du modèle final

Les sous-matrices sont finalement combinées pour obtenir les 3 matrices 8X8 M , K et C :

$$M = M_{FEM} - M_4$$

$$M = M_{FEM} - \begin{bmatrix} -\frac{2I_p}{R_e^2} & & & & & & & \\ & 0 & & & & & & \\ & & 0 & & & & & \\ & & & -\frac{2I_p L^2}{R_e^2} & & & & \\ & & & & 0 & & & \\ & & & & & 0 & & \\ & & & & & & 0 & \\ & & & & & & & 0 \end{bmatrix}$$

$$K = K_{FEM} - K_1 - K_2 - K_3$$

$$K = K_{FEM} - \begin{bmatrix} 0 & & & & & & & \\ & 0 & & & & & & \\ & & -2k_R & & & & & \\ & & & 2F_T R - 2L^2 k_R & & & & \\ & & & & 0 & & & \\ & & & & & 0 & & \\ & & & & & & -k_S & \\ & & & & & & & -k_D \end{bmatrix}$$

$$C = C_{FEM} - C_1 - C_4 - C_5$$

$$C = C_{FEM} - \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{2I_p v \Delta R_e}{R_e^3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -2\omega I_p & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2\omega I_p & \frac{L^2 2I_p v \Delta R_e}{R_e^3} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_s & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_D \end{bmatrix}$$

BIBLIOGRAPHIE

- [1] J. Liscouët, « An integrated methodology for the preliminary design of highly reliable electromechanical actuators: Search for architecture solutions », mai 2011.
- [2] S. H. Long et S. H. Long, « Active control of shimmy oscillation in aircraft landing gear », masters, Concordia University, 2006.
- [3] Pouly, « Analysis and synthesis of advanced control laws for vehicle ground guidance », 2009.
- [4] I.J.M. Besselink, « Shimmy of Aircraft Main Landing Gears », Delft, 2000.
- [5] G. Somieski, « Shimmy Analysis of a Simple Aircraft Nose Landing Gear Model Using Different Mathematical Methods », *Aerospace Science and Technology*, vol. 1, n° 8, p. 545-555, 1997.
- [6] A. Hajiloo et W. F. Xie, « The Stochastic Robust Model Predictive Control of Shimmy Vibration in Aircraft Landing Gears », *Asian Journal of Control*, vol. 17, n° 2, p. 476-485, mars 2015.
- [7] FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, « Chapter 13 Aircraft Landing Gear Systems », dans *Aviation Maintenance Technician Handbook-Airframe*, 2012.
- [8] W. S. Jensen et S. K. Miller, « United States Patent: 6290038 - Elastomer damper », 6290038, 18-sept-2001.
- [9] W. E. Boehringer, « Torque linkage damper », US5224668 A, 06-juill-1993.
- [10] R. AAIU-, « Safety Investigation Report (Interim Report) », p. 23, 2013.
- [11] S. M. Savaresi, C. Poussot-Vassal, C. Spelta, O. Senname, et L. Dugard, « CHAPTER 1 - Introduction and Motivations », dans *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*, Boston: Butterworth-Heinemann, 2010, p. 1-13.
- [12] Norman S. Currey, *Aircraft Landing Gear Design: Principles and Practices*. J. S. Przemieniecki, 1988.
- [13] R.E.J. Quigley, « More Electric Aircraft », *Proceedings Eighth Annual Applied Power Electronics Conference and Exposition*, mars 1993.
- [14] Sébastien GRAC, « DRESS Publishable executive summary », 01, juin 2010.
- [15] J. Wang et G. Meng, « Magnetorheological fluid devices: Principles, characteristics and applications in mechanical engineering », *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part L: Journal of Materials: Design and Applications*, vol. 215, n° 3, p. 165-174, 2001.
- [16] K. R. Hadley et D. J. Connors, « Damping arrangement », US8960386B2, 24-févr-2015.
- [17] Jean-Sébastien Plante et Patrick Chouinard, « Feasibility Study of Magneto-Rheological Fluid Devices for Landing Gear Applications », nov. 2014.
- [18] W. E. Luce, « United States Patent: 8292218 - Torque link with shimmy damper », 8292218, 23-oct-2012.
- [19] E. Atabay et I. Ozkol, « Application of a magnetorheological damper modeled using the current-dependent Bouc-Wen model for shimmy suppression in a torsional nose landing gear with and without freeplay », *JVC/Journal of Vibration and Control*, vol. 20, n° 11, p. 1622-1644, 2014.
- [20] B. Sateesh et D. K. Maiti, « The analysis of shimmy instability of a typical nose landing gear using active torsional magneto-rheological damper », *Proceedings of the*

- Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, vol. 223, n° 3, p. 201-216, 2009.
- [21] J. Kautsky, N. K. Nichols, et D. Van, « Robust pole assignment in linear state feedback », *International Journal of Control*, vol. 41, n° 5, p. 1129-1155, 1985.
 - [22] M. Mao, W. Hu, Y.-T. Choi, et N. M. Wereley, « A magnetorheological damper with bifold valves for shock and vibration mitigation », *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 18, n° 12, p. 1227-1232, 2007.
 - [23] Paul Mitiguy, *Advanced Dynamics & Motion Simulation*. 2016.
 - [24] Jansen Laura M. et Dyke Shirley J., « Semiactive Control Strategies for MR Dampers: Comparative Study », *Journal of Engineering Mechanics*, vol. 126, n° 8, p. 795-803, août 2000.
 - [25] « Services de laboratoire | CTA-BRP-UdeS Sherbrooke ». [En ligne]. Disponible à : <https://cta-brp-udes.com/services-de-laboratoire>. [Consulté le: 02-août-2018].
 - [26] S. G. Sherman, « Magnetorheological fluid dynamics for high speed energy absorbers », 2017.
 - [27] J.-H. Koo, F. D. Goncalves, et M. Ahmadian, « A comprehensive analysis of the response time of MR dampers », *Smart Mater. Struct.*, vol. 15, n° 2, p. 351, 2006.
 - [28] M. Yu, C. R. Liao, W. M. Chen, et S. L. Huang, « Study on MR semi-active suspension system and its road testing », *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 17, n° 8-9, p. 801-806, 2006.
 - [29] R. Christenson, Y. Z. Lin, A. Emmons, et B. Bass, « Large-Scale Experimental Verification of Semiactive Control through Real-Time Hybrid Simulation », *Journal of Structural Engineering*, vol. 134, n° 4, p. 522-534, avr. 2008.
 - [30] M. I. Friswell, J. E. T. Penny, et S. D. Garvey, « Model reduction for structures with damping and gyroscopic effects », présenté à Proceedings of the 25th International Conference on Noise and Vibration Engineering, ISMA, 2000, p. 1173-1180.